

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**  
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ**  
**імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**  
Теплоенергетичний факультет  
Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»  
УДК 621.5.044+536.423.4

«До захисту допущено»  
Завідувач кафедри  
Геннадій ВАРЛАМОВ  
(підпис) (ім'я, прізвище)  
“ ” 2021 р.

**Магістерська дисертація**  
**на здобуття ступеня магістра**  
зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»  
на тему: Підвищення ефективності компактних теплообмінників із оребреними трубками,

Виконав : студент II курсу, групи ТП – 91 мн  
Швець Назарій Олегович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник доцент, к.т.н. Володимир СЕРЕДА  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

(підпис)

Консультант з мат. моделювання к.т.н. Андрій СОЛОМАХА  
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, прізвище)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській  
дисертації немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2021 року

**Національний технічний університет України**  
**«Київський політехнічний інститут**  
**імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

ОНП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Геннадій ВАРЛАМОВ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на магістерську дисертацію студенту**  
Швецю Назарію Олеговичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Підвищення ефективності компактних теплообмінників із оребреними трубками,

науковий керівник дисертації Середа Володимир Володимирович, к.т.н., доцент,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «15» березня 2021 р. № 815 - с

2. Термін подання студентом дисертації 14.05.2021 р.

3. Об'єкт дослідження Компактні конденсатори із багатопортовими мініканальними трубками і хвилястими ребрами

4. Предмет дослідження Теплообмінні процеси під час конденсації у багатопортових мініканальних трубках та аеродинаміка хвилястих ребер

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Дослідження процесу конденсації різних холодоагентів у середині мініканалів із різною внутрішньою геометрією. Визначення впливу хвилястої форми ребра компактного теплообмінника на аеродинамічні параметри повітря

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Принципова схема компактного конденсатору із багатопортовими мініканальними трубками та хвилястими ребрами. Графіки оцінки ефективності компактних теплообмінників із круглими та мініканальними трубками. Графіки порівняння експериментальних даних по конденсації різних холодоагентів у мініканалах із напівемпіричними та емпіричними моделями розрахунку теплообміну. Графіки зміни аеродинамічних параметрів повітря під час руху

між хвилястих ребер. Графіки порівняння режимних параметрів робочих конденсаторів із теоретичними розрахунками

7. Орієнтовний перелік публікацій Стаття у фаховому журналі категорії «Б»; тези доповіді на міжнародних науково-практичних конференціях

8. Консультанти розділів дисертації\*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Андрій СОЛОМАХА, доцент		

9. Дата видачі завдання 12.03.2021 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Літературний огляд	20.03.2021 р.	
2	Оцінка ефективності компактних теплообмінників із круглими та мініканальними трубками	27.03.2021 р.	
3	Порівняльний аналіз наявних методів розрахунку теплообміну із експериментальними дослідженнями конденсації у середині мініканалів	12.04.2021 р.	
4	Удосконалення методу розрахунку теплообміну під час конденсації різних холодоагентів у середині мініканалів із різною внутрішньою геометрією	17.04.2021 р.	
5	Оцінка впливу хвилястої форми ребра на аеродинамічні параметри повітря	24.04.2021 р.	
6	Порівняння результатів розрахунку режимних параметрів компактних конденсаторів із реальними даними	03.05.2021 р.	
7	Оформлення та подання дисертації	14.05.2021 р.	

Студент

\_\_\_\_\_  
(підпис) Назарій ШВЕЦЬ  
(ім'я, прізвище)

Науковий керівник дисертації \_\_\_\_\_  
(підпис)

Володимир СЕРЕДА  
(ім'я, прізвище)

\* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

## АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на тему «Підвищення ефективності компактних теплообмінників із оребреними трубками»: 104 с., 71 рис., 7 табл., 4 додатки, 99 джерел.

Об'єкт дослідження – компактні конденсатори із багатопортовими мініканальними трубками і хвилястими ребрами.

Мета дослідження – підвищення ефективності компактних конденсаторів шляхом пошуку оптимальних (найбільш точних) методів розрахунку тепловіддачі зі сторони холодоагенту, який конденсується у середині мініканалів та удосконалення конструкції теплообмінника з метою збільшення тепловіддачі зі сторони повітря та зменшення аеродинамічних втрат.

Розглянуто особливості конструкції та використання компактних теплообмінників та напрямки підвищення теплової та екологічної ефективності компактних теплообмінників. Проведено порівняння конструктивних та режимних параметрів теплообмінників із мініканалами та з круглими трубами, визначено завдання які необхідно вирішити для підвищення ефективності компактних теплообмінників.

Проаналізовані експериментальні дослідження різних авторів під час конденсації у середині мініканалів. Показана суттєва розбіжність у значеннях експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі для кожного з холодоагентів у разі практично однакових масових швидкостей потоку і геометричних параметрах мініканалів.

Отримано нову напівемпіричну кореляцію щодо розрахунку локальної та середньої тепловіддачі у разі конденсації під час кільцевого режиму течії фаз у середині мініканалів, яка заснована на теоретичній моделі турбулентної конденсації. Доцільність застосовування даної кореляції для розрахунку та проектування компактних конденсаторів доведено порівнянням теоретичних розрахунків із експериментальними даними, отриманими на конденсаторах за типових умов експлуатації.

Виконано моделювання роботи компактного теплообмінника з дослідженням зміни та розподілу швидкості повітря при проходженні через апарат у разі використання хвилястих ребер.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** компактний теплообмінник, мініканали, оребрення, тепловіддача, конденсація.

## АНОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Повышение эффективности компактных теплообменников с оребренной трубками»: 104 с., 71 рис., 7 табл., 4 приложения, 99 источников.

Объект исследования - компактные конденсаторы с многопортовыми миниканальными трубками и волнистыми ребрами.

Цель исследования - повышение эффективности компактных конденсаторов путем поиска оптимальных (наиболее точных) методов расчета теплоотдачи со стороны хладагента, который конденсируется в середине миниканалы и усовершенствование конструкции теплообменника с целью увеличения теплоотдачи со стороны воздуха и уменьшения аэродинамических потерь.

Рассмотрены особенности конструкции и использования компактных теплообменников и направления повышения тепловой и экологической эффективности компактных теплообменников. Проведено сравнение конструктивных и режимных параметров теплообменников с миниканалами и с круглыми трубами, определены задачи, которые необходимо решить для повышения эффективности компактных теплообменников.

Проанализированы экспериментальные исследования различных авторов при конденсации в середине миниканалы. Показана существенное расхождение в значениях экспериментальных коэффициентов теплоотдачи для каждого из хладагентов при практически одинаковых массовых скоростях потока и геометрических параметрах миниканалы.

Получена новая полуэмпирическую корреляцию по расчету локальной и средней теплоотдачи при конденсации во время кольцевого режима течения фаз в середине миниканалы, которая основана на теоретической модели турбулентной конденсации. Целесообразность применения данной корреляции для расчета и проектирования компактных конденсаторов доказано сравнением теоретических расчетов с экспериментальными данными, полученными на конденсаторах при типичных условиях эксплуатации.

Выполнено моделирование работы компактного теплообменника исследованию изменения и распределения скорости воздуха при прохождении через аппарат в случае использования волнистых ребер.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** компактный теплообменник, миниканалы, оребрения, теплоотдача, конденсация.

## ANNOTATION

Master's thesis on "Improving the efficiency of compact heat exchangers with finned tubes": 104 p., 71 figures, 7 tables, 4 appendices, 99 sources.

The object of research is compact capacitors with multiport minichannel tubes and wavy fins.

The aim of the study is to increase the efficiency of compact condensers by searching for the optimal (most accurate) methods for calculating heat transfer from the refrigerant side, which condenses in the middle of the minichannels, and to improve the design of the heat exchanger in order to increase heat transfer from the air side and reduce aerodynamic losses.

The features of the design and use of compact heat exchangers and the directions of increasing the thermal and environmental efficiency of compact heat exchangers are considered. The design and operating parameters of heat exchangers with minichannels and with round tubes are compared, the tasks that need to be solved to improve the efficiency of compact heat exchangers are determined.

Experimental studies of various authors on condensation in the middle of minichannel are analyzed. A significant discrepancy in the values of the experimental heat transfer coefficients for each of the refrigerants is shown at practically the same mass flow rates and geometric parameters of the minichannel.

A new semi-empirical correlation is obtained by calculating the local and average heat transfer during condensation during the annular phase flow in the middle of the minichannel, which is based on a theoretical model of turbulent condensation. The feasibility of using this correlation for calculating and designing compact capacitors has been proven by comparing theoretical calculations with experimental data obtained on capacitors under typical operating conditions.

Simulation of the operation of a compact heat exchanger was carried out to study the change and distribution of air velocity when passing through the apparatus in the case of using wavy fins.

**KEY WORDS:** compact heat exchanger, minichannels, fins, heat transfer, condensation.

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів . . . . .	8
Вступ . . . . .	10
1 Особливості конструкції та використання компактних теплообмінників . . . . .	12
1.1 Конструкція та порівняльна характеристика компактних теплообмінників . . . . .	12
1.2 Використання теплообмінників із мініканалами у HVAC системах . . . . .	15
1.3 Напрямки підвищення теплової та екологічної ефективності компактних теплообмінників . . . . .	19
1.4 Висновки до розділу 1 . . . . .	23
2 Теплообмін під час конденсації робочих речовин у мініканалах . . . . .	25
2.1 Аналіз експериментальних робіт. . . . .	25
2.2 Висновки до розділу 2. . . . .	41
3 Напівемпірична модель розрахунку теплообміну під час конденсації у мініканалах . . . . .	42
3.1 Обґрунтування удосконалення методів розрахунку теплообміну . . . . .	42
3.2 Обґрунтування граничних величин напівемпіричної моделі . . . . .	50
3.3 Нова напівемпірична залежність розрахунку теплообміну . . . . .	52
3.4 Застосування нової моделі розрахунку теплообміну під час конденсації у мініканалах . . . . .	57
3.5 Висновки до розділу 3 . . . . .	67
4 Дослідження роботи теплообмінника за допомогою SolidWorks . . . . .	68
4.1 Типи оребрених поверхонь теплообмінників . . . . .	68
4.2 Дослідження роботи теплообмінника за допомогою SOLIDWORKS . . . . .	74
4.3 Висновки до розділу 4 . . . . .	80
5 Порівняння отриманих результатів із експериментальними даними . . . . .	81
5.1 Опис експериментальних теплообмінників . . . . .	81
5.2 Результати експериментів . . . . .	82
5.3 Порівняння теплової потужності . . . . .	85
5.4 Аналіз значень температур холодоагента . . . . .	86
5.5 Висновки до розділу 5 . . . . .	87
Висновки . . . . .	89
Список використаної літератури . . . . .	90

## Додаток А

Технічне завдання на науково дослідницьку роботу. .... 99

## Додаток Б

Акт впровадження результатів магістерської дисертації. ....100

## Додаток В

Список наукових праць .....102

## Додаток Г

Перевірка магістерської дисертації на академічний плагіат .....104



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

$d$  – внутрішній діаметр труби;

$h$  – висота;

$S$  – крок;

$t$  – температура;

$q$  – тепловий потік;

$F$  – площа;

$G$  – масова швидкість;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$x$  – паровміст;

$X_{tt}$  - параметр Локкарта-Мартінееллі;

$Bo$  – число Бонда;

$Pr$  – критерій Прандтля;

$Re$  – число Рейнольдса;

$\lambda$  – теплопровідність;

$\mu$  – динамічна в'язкість;

$\rho$  – густина;

$Nu$  – число Нуссельта;

$Fr$  – число Фруда;

$C_f$  – коефіцієнт тертя;

$\nu$  – кінематична в'язкість;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$\beta$  – параметр, пов'язаний з напругою тертя;

$\Phi_v^2$  – параметр для визначення впливу двофазності конденсаційного потоку на напругою тертя;

$\Phi_q$  – параметр для визначення впливу теплового потоку на напругу тертя;

$w$  – швидкість;

$\delta$  – товщина плівки конденсату;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу;

$\varepsilon$  – об'ємний паровміст;

$\tau_w$  – міжфазне тертя.

### Індекси

*екв* – еквівалентний;

*f* – тертя;

*l* – рідина;

*v* – пара;

*n* – насичення;

*ef* – ефективна.

### Скорочення

ХФВ – хлорфторвуглевод;

ГФВ – гідрофторвуглеводом;

ГФО – гідрофторолефіни;

ХФВ – хлорфторвуглеводи;

ППП – потенціал глобального потепління;

ПРОШ – потенціал руйнування озонового шару.

## ВСТУП

Підвищений попит на енергію у побутових цілях вимагає розробки інноваційних інженерних рішень у системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря (*HVAC*). Оскільки найбільшим енергоємним сектором є побутові будівлі, в даний час більше уваги спрямовано на зменшення споживання енергії кондиціонерами та повітряними тепловими насосами. Зменшення споживання енергії дозволяє скоротити витрати викопного палива та розв'язати цілу низку екологічних проблем. На використання енергії суттєво впливає будь-яке підвищення продуктивності теплообміну та зменшення перепаду тиску в теплообмінних апаратах *HVAC* систем. Більш енергоефективні теплообмінники можуть допомогти підвищити ефективність використання енергії та зменшити викиди парникових газів [1].

Теплообмінники з мініканалами вважаються одним із практичних рішень у сучасній галузі опалення та вентиляції. Застосування мініканалів і трубок малих ( $d < 5$  мм) діаметрів є одним із найбільш дієвих методів інтенсифікації теплообміну під час фазових переходів. Перш за все, це пов'язано з тим, що у разі зменшення площі поперечного перерізу каналу обернено пропорційно збільшується відношення поверхні до об'єму каналу. Використання мініканальних систем призводить до забезпечення високого рівня міцності апаратів, підвищення інтенсивності теплообміну та дозволяє зменшити кількість холодоагенту в них.

В даний час мініканальні технології є одним з «проривних» напрямків теплообмінного апаратобудування. Зокрема, в [2] відзначається, що мініканали починають широко застосовуватися в нових типах парових котлів і теплових насосів, апаратах водневої енергетики і хімічних технологій, в кріогенній і холодильній техніці. Активно розвивається напрямок по створенню компактних мініканальних теплообмінників для комп'ютерних систем. Особливий інтерес являє застосування мініканальних технологій в апаратах з фазовими переходами робочих речовин [2-6]. Коефіцієнт тепловіддачі в мініканалах в 2-3 рази перевищує аналогічний показник в каналах пластинчастих теплообмінників, а вага заправки холодоагенту в 3-4 рази нижча [6].

Теплообмінники з багатопортовими мініканальними трубками вже використовуються в автомобільних системах кондиціонування повітря завдяки своїй компактності та високій продуктивності. Для кращого розуміння фізичних процесів у мініканальних трубках, характеристики тепловіддачі, перепаду тиску та структури

потоків вивчались багатьма дослідниками, зокрема Кандлікар (2002) [7] та Томе (2004) [8]. Ефективність використання мініканальних теплообмінників у системах уловлювання вуглекислого газу вивчалися у наукових працях Пітерсен. (1998) [9], Ріхтер та ін. (2003) [10] та Elbel and Hrnjak (2004) [11]. У цих наукових працях показано, що у разі застосування мініканалів, вага теплообмінного апарата зменшується до 50 %, габаритні розміри на 25%, а кількість рідини, яка заповнює контур на 20-40%.

Не дивлячись на вищевказані переваги мініканальних теплообмінників, їх використання у побутових системах кондиціонування замість конденсаторів з круглими трубами досить обмежене. Це пов'язано з тим, що теплообмінники з круглими трубками мають значно дешевшу вартість, що є одним з найбільш критичних факторів для комерційних продуктів. Як результат, у відкритій літературі важко знайти експериментальні підтвердження ефективності застосування мініканальних конденсаторів саме у побутових системах кондиціонування.

# 1 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИКОРИСТАННЯ КОМПАКТНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

## 1.1 Конструкція та порівняльна характеристика компактних теплообмінників

Запропоновано досить багато класифікацій каналів. Найбільш поширеною є класифікація наведена у працях [7,12, 13], згідно з яким:

Звичайні канали:  $d_c > 3$  мм .

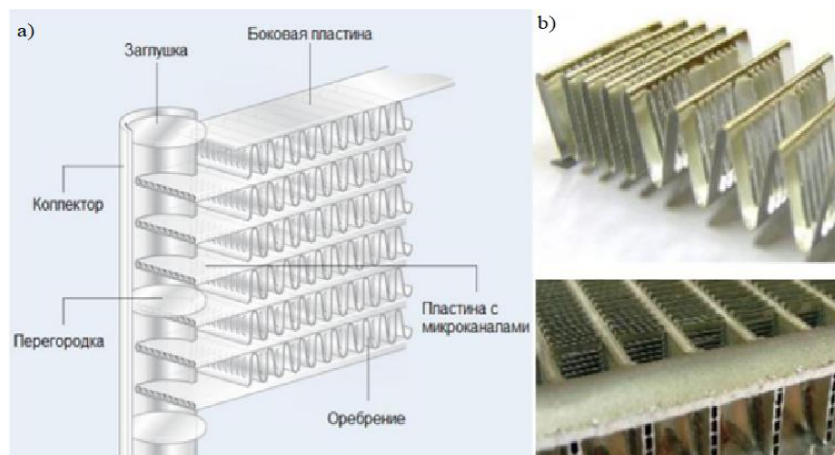
Мініканали:  $3 \text{ мм} \geq d_c > 0,2$  мм.

Мікроканали:  $0,2 \text{ мм} \geq d_c > 0,01$  мм.

Ця класифікація базувалася головним чином на однофазному русі рідини у трубі, але також рекомендована до використання у разі киплячих та конденсаційних потоків.. За даними [14], теплообмінники з діаметром каналів більше 6 мм є звичайними або макро-, 1–6 мм - компактними, 0,1–1 мм - мезо- та 1–100 мкм - мікротиповими. Ця класифікація отримала певне визнання. Наприклад, у роботі [15] включили трубки діаметром до 6 мм для підтвердження їх кореляції для мініканалів. Ченг і Ву (Cheng and Wu) [16] дали наступні критерії на основі аналізу, що враховує величини гравітації та ефектів поверхневого натягу:

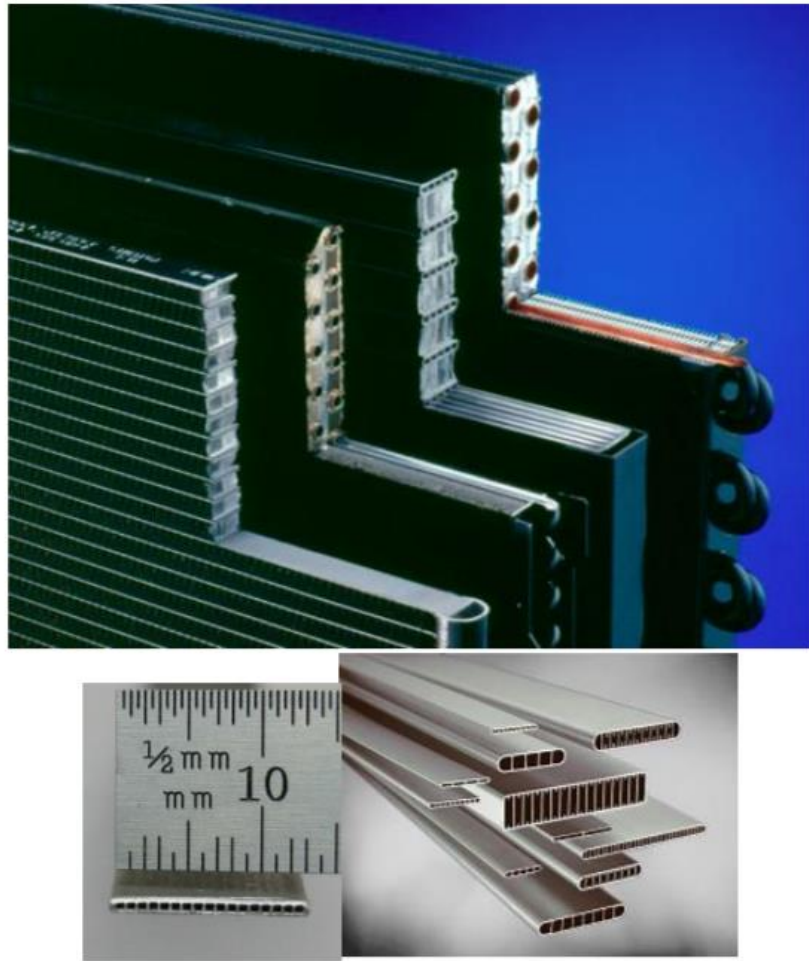
- мікроканал, якщо  $Bo < 0,5$  (незначний вплив сили тяжіння);
- мініканал, якщо  $0,5 < Bo < 3,0$  (гравітація та поверхневий натяг мають значний ефект);
- макроканал, якщо  $Bo > 3,0$  (поверхневий натяг має незначний ефект).

На рис. 1.1 і 1.2 показано зовнішній вид мікроканальних і трубчатооребренних конденсаторів, конструкції випускаємих мініканальних пластин і конденсаторів.



а - мікроканальний теплообмінник; б – оребрення; с – пластина з мікроканалами.

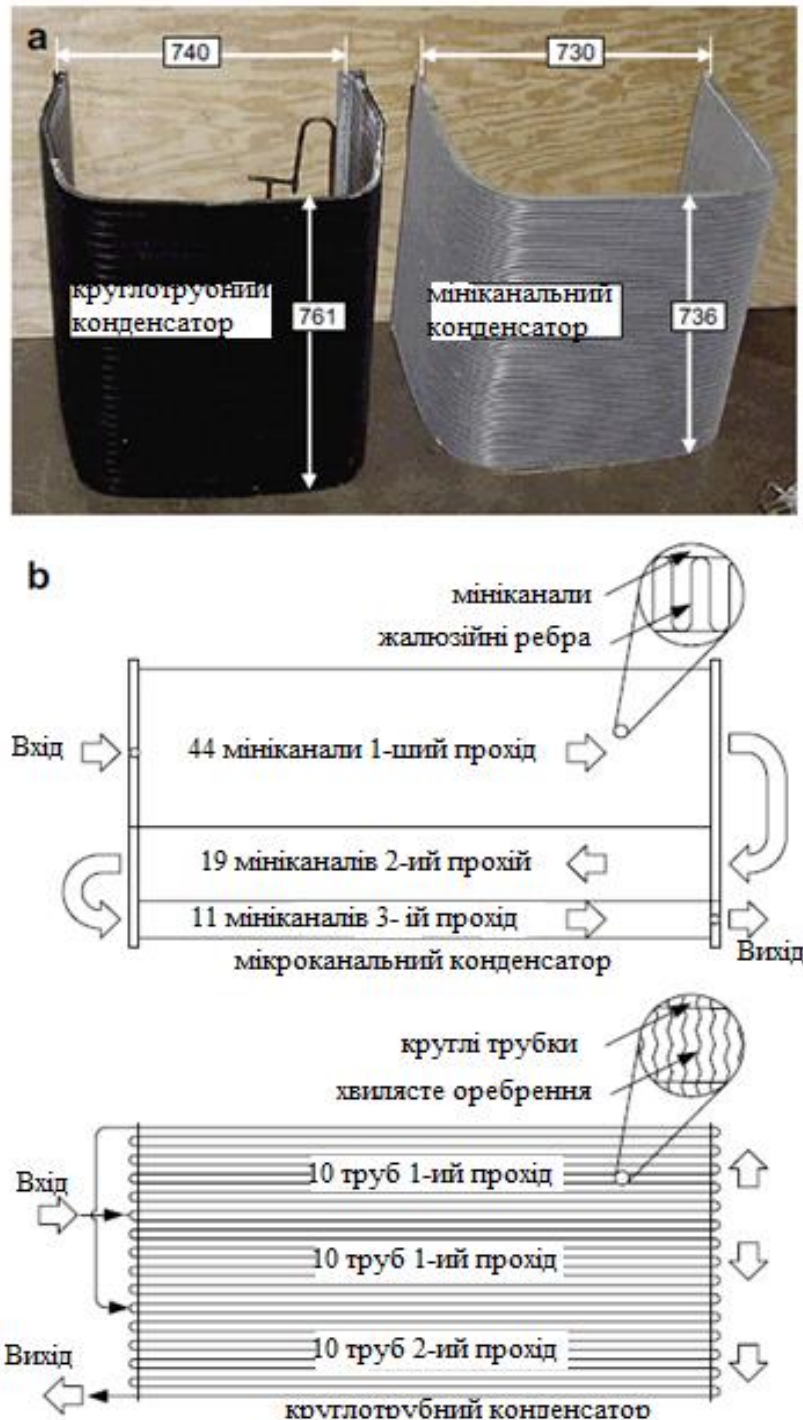
Рисунок 1.1 – Конструкція мікроканального теплообмінника.



а – конструкція ребристо-трубних і мікроканальних теплообмінників; б – габаритні розміри пластини з мікроканалами 500 мкм; в – різноманітність мікроканальних алюмінієвих пластин

Рисунок 1.2 – Порівняння ребристо-трубних і мікроканальних теплообмінників

На рис. 1.3 представлена фотографія двох теплообмінників та схеми розкладеного мікроканалу та конденсаторів з круглою трубкою. Мікроканальний і круглотрубний конденсатори мають майже однакові форми, обсяги, площі торця та щільність ребер, як показано на рис. 1.3 (а). Мікроканальний конденсатор має три проходи з вертикальними заголовками. Перший, другий та третій проходи мають відповідно 44, 19 та 11 багатопортових мікроканалів. Круглотрубний конденсатор має два проходи. Перший прохід складається з двох довгих круглих трубок, і кожна трубка має 10 рядів у конденсаторі. Поставлений R410A до круглотрубного конденсатора розділений на два потоки; один вгору, а інший вниз. Два потоки під час першого проходу зливаються на вході в другий прохід, який має довгу трубку з 10 рядами. Розташування двох конденсаторів схематично представлено на рис. 1.3 (б).



а – конструкція круглотрубного і мініканального конденсаторів; б – схеми розкладеного мікроканалу та конденсатор з круглою трубкою

Рисунок 1.3 – Порівняння круглотрубного і мініканального конденсаторів.

У таблиці 1.1 наведено більш детальне порівняння мікроканального та круглотрубного конденсаторів. Мікроканальний конденсатор має складені жалюзійні ребра, а в круглотрубному конденсаторі використовуються хвилясті ребра. Відстань між ребрами для двох конденсаторів однакова і становить 1,06 мм.

Таблиця 1.1 – Геометричні характеристики 2-х конденсаторів

Показник	Мікроканали	Круглі трубки
Площа, м <sup>2</sup>	1,32	1,43
Глибина, м	0,021	0,0191
Об'єм, м <sup>3</sup>	0,0277	0,0273
Площа з сторони повітря, м <sup>2</sup>	46,06	45,04
Площа з сторони охолодження, м <sup>2</sup>	9,11	1,5
Відстань між ребрами, мм	1,06	1,06
Тип ребр	Складені жалюзі	Хвилясті
Матеріал ребр	Алюміній	Алюміній
Матеріал труб	Алюміній	Мідь
Діаметр труб, мм	1,9x21	9,5
Кількість рядів	74	30
Проходи	1-й: 44 мініканала 2-й: 19 мініканалів 3-й: 11 мініканалів	1-й: 2 контури 10 рядів кожен 2-й: 1 контур - рядів

Отже, якщо порівнювати кондесатори HVAC систем, то можна сказати, що габарити конденсаторів із мініканалами менше на 5-10% у порівнянні із кондесаторами із круглими трубками, а вага – у 1,5 – 2 рази, при цьому площа охолодження у 5-6 разів більша.

## 1.2 Використання теплообмінників із мініканалами у HVAC системах

У 2012 році С. Сенає, М. Дегхандохт провели термомодельовання міні-каналу та каналного теплообмінника в порівнянні з багат шаровим випарником, який використовувався в автомобільній промисловості. Чисельні результати моделювання ламінованих та міні-каналних випарників підтверджені відповідними експериментальними даними, отриманими в результаті експериментів, проведених на мобільній системі кондиціонування в калориметрі. Продуктивність ламінованого та міні-каналу також порівнювали за різних умов експлуатації. Вони використовували метод ε-



NTU для оцінки та порівняння системи в різних умовах. Після цих експериментів та результатів вони дійшли висновку, що міні-канальний випарник мав вищу охолоджувальну здатність (7,2%) і більший перепад тиску холодоагентів (45%) у порівнянні з відповідними значеннями в багат шаровому випарнику, приймаючи однакову зовнішню геометрію. Температура повітря на виході та ентальпія міні-канального випарника також були нижчими (11%) та (8%) відповідно, ніж у ламінованого випарника. Це сприяє зменшенню періоду часу, а також споживання енергії / палива для досягнення комфортної температури в салоні [17].

У 2013 році в праці [18] порівняли результати експериментальних досліджень систем кондиціонування приміщень, що мають або реберно-трубний конденсатор, або мікроканальний конденсатор. Для визначення потужності та експлуатаційних характеристик агрегату в стандартних кліматичних умовах дотримувались методів випробувань, визначених стандартом *ASHRAE 55*. Відповідно до стандартів випробувань, для визначення продуктивності, зокрема охолоджувальної потужності та коефіцієнта енергоефективності (EER), використовують вимірювання на стороні повітря та холодоагенту. Для цього дослідження базовою системою послужила комерційна система кондиціонування житлових приміщень, що має ребро та трубчастий конденсатор. Після випробування базовий блок конденсатора замінили на мікроканальний теплообмінник з однаковою площею поверхні в однакових умовах випробування. З випробування вони дійшли висновку, що для мікроканального теплообмінника досягається переохолодження рідинної сторони, що призводить до збільшення ефекту охолодження. Як прихована ємність, так і відчутна ємність значно зросли в мікроканальному теплообміннику. Вартість мікроканального теплообмінника менша, оскільки не використовується мідь. При однаковій охолоджувальній здатності витрата холодоагенту зменшується до 18, тим самим зменшуючи вартість холодоагенту. Отже, загальну продуктивність можна підвищити, використовуючи мікроканальний теплообмінник [18].

Равіват Шрісомба та ін. провели своє дослідження впливу робочих умов на теплообмін з боку повітря, а перепад тиску мікроканального теплообмінника в умовах вологості поверхні досліджували експериментально. Випробувальною секцією був алюмінієвий мікроканальний теплообмінник, що складався з багатострічкових ребр і багатопортових міні-каналів. Вони вивчали вплив вологості на вході, фронтальної швидкості повітря, температури на вході та температури холодоагенту на продуктивність повітря. Для аналізу експериментальних даних використовується метод різниці середніх ентальпій. Випробування проводили при відносній вологості повітря,

яка коливається від 45% до 80%, температурі на вході повітря 27, 30 і 33 °C, температурі насиченого холодоагенту від 18 до 22 °C і числу Рейнольдса від 128 до 166. Після експерименту вони дійшли висновку, що ефективність мокрого ребра швидко зменшується із збільшенням відносної вологості на вході та температури на вході повітря. Потужність осушення зростає із збільшенням фронтальної швидкості повітря, відносної вологості на вході та температури на вході повітря, а також зниження температури насиченого холодоагенту. Коефіцієнт тепловіддачі зростає із збільшенням відносної вологості на вході та температури на вході повітря та зменшенням насиченої температури холодоагенту. Відносна вологість та фронтальна швидкість повітря мають значний вплив на падіння тиску на стороні повітря для менших кроків ребра, кроку жалюзі та глибини потоку теплообмінників, тоді як температури повітря та холодоагенту мають незначний вплив [19].

У 2007 році Сатіш Г. Кандлікяр представив дорожню карту впровадження міні-канального теплообмінника в холодильне обладнання та кондиціонування. Проаналізовано характеристики міні-канальних теплообмінників та їх компонентів. Чим міні-канальний теплообмінник вигідніший порівняно зі звичайним теплообмінником? Обговорюються різні параметри та компоненти міні-канального теплообмінника, що є корисним для поліпшення тепловіддачі та ефективності. Міні-канальний теплообмінник може використовуватися в різних додатках. Охолодження та кондиціонування повітря - одне із таких застосувань. У цьому документі наведено дорожню карту впровадження теплообмінника Minichannel в систему охолодження та кондиціонування. Після всього аналізу він дійшов висновку, що підвищення площі поверхні та коефіцієнта тепловіддачі, пов'язане з потоком міні-каналу, можна ефективно використовувати, щоб зменшити розмір холодильного обладнання. Значне зменшення заряду холодоагенту також можливо завдяки вищому співвідношенню площі поверхні до об'єму для міні-каналів. До додаткових переваг можна віднести зменшення капітальних витрат, зменшення впливу на навколишнє середовище за рахунок зменшення запасів холодоагенту та можливі вдосконалення коефіцієнта корисної дії системи. Міні-канальні теплообмінники, які зараз розглядаються для охолодження, змодельовані на основі існуючих теплообмінників в автомобільній галузі. Рекомендується нова ініціатива щодо розробки нових типів теплообмінників, які повністю використовують переваги міні-канальних проточних каналів по обидва боки холодоагент-вода або холодоагент-вторинка теплообмінники холодоагенту [20].

У 2013 році Тантранг Денг і Мінхунг Доан дослідили експериментально конденсаційний теплообмін двох мікроканальних теплообмінників. Швидкість

теплообміну мікроканального теплообмінника досягла 272,9 Вт для пари, що має температуру на вході 101 °С і масову швидкість потоку 0,123 г/с, а також для охолоджуючої води з температурою на вході 32°С і масовою швидкістю потоку 3,1133 г/с. Також було помічено, що швидкість тепловіддачі, отримана від пристрою зустрічного потоку, завжди вища, ніж та, що отримана від паралельного: значення, отримане від пристрою зустрічного потоку, в 1,04-1,05 рази перевищує значення, отримане від паралельного потоку. Результати для двох фаз добре узгоджуються з результатами для однієї фази. Крім того, коефіцієнт теплопередачі конденсації в мікроканальних теплообмінниках зменшується із збільшенням температури охолоджуючої води на вході [21].

У 2014 році свої дослідження презентували Давіде дель Коль, Макро Ацзолін, Стефано Бортолін, Альберто Каваліні. Для зменшення ефекту глобального потепління необхідно розробити нові технології HVAC (опалення, вентиляція та кондиціонування) з низьким впливом на навколишнє середовище. При розгляді впливу слід враховувати як прямий, так і непрямий вплив. Споживання енергії та викиди вуглекислого газу, спричинені процесом виробництва електроенергії, розглядаються як непрямий вплив. І витік холодоагенту розглядається як прямий вплив. Зниження витрати холодоагенту в холодильних системах, поряд із заміною ГХФУ та ГФУ з високим ПГП, є метою нагальної потреби зменшити їхній внесок у парниковий ефект та зменшити атмосферні викиди. У цій роботі представлені технологія міні-каналів та різноманітні програми. Міні-канали використовуються для зменшення внутрішнього обсягу теплообмінника без шкоди для продуктивності. Система з міні-каналом використовує низький рівень заряду холодоагенту. Тож це гарне рішення для прямого впливу на атмосферу [22].

На сьогоднішній день теплообмінники з мініканалами широко використовуються та вивчаються для покращення їх характеристик. Міні-канали використовуються для зменшення внутрішнього обсягу теплообмінника без шкоди для продуктивності. Система з міні-каналом використовує низький рівень заряду холодоагенту. Тож це гарне рішення для прямого впливу на атмосферу. Ще кілька характеристик показують корисність системи, оскільки вони легші за вагою. В них не використовується мідь, тому вартість цього теплообмінника також менша. З усіма цими перевагами ці теплообмінники можна легко використовувати в нашій системі кондиціонування. Міні і мікроканальний теплообмінник можуть бути виконані в обох варіантах як конденсатор, і як випарник. Отже, у цілому коефіцієнт корисної дії вище для цього теплообмінника.

### 1.3. Напрямки підвищення теплової та екологічної ефективності компактних теплообмінників

#### 1.3.1 Підвищення теплової ефективності теплообмінників

Збільшити коефіцієнт тепловіддачі можна за рахунок підвищення швидкості руху теплоносія, зменшення характерного розміру поверхні теплообміну (наприклад, діаметра каналу), руйнування в'язкого підшару (створення штучної шорсткості на поверхні теплообміну, канавок на поверхні каналу, турбулізації потоку при ламінарному русі теплоносія в каналі, використання мініканалів замість круглих трубок, підвищення тепловіддачі зі сторони повітря, оптимізація геометричних параметрів ребрення та використання ребр різної форми.

Перевагами міні-та мікроканальних теплообмінників перед звичайними теплообмінниками є, те що міні та мікроканали мають більшу поверхню контакту з поверхнею, ніж звичайний теплообмінник, вища швидкість передачі тепла, використовується менша кількість холодоагенту, для того ж ефекту охолодження потрібна менше площа, система стає легшою за вагою.



Рисунок 1.4 – Порівняння коефіцієнтів корисної дії теплообмінників

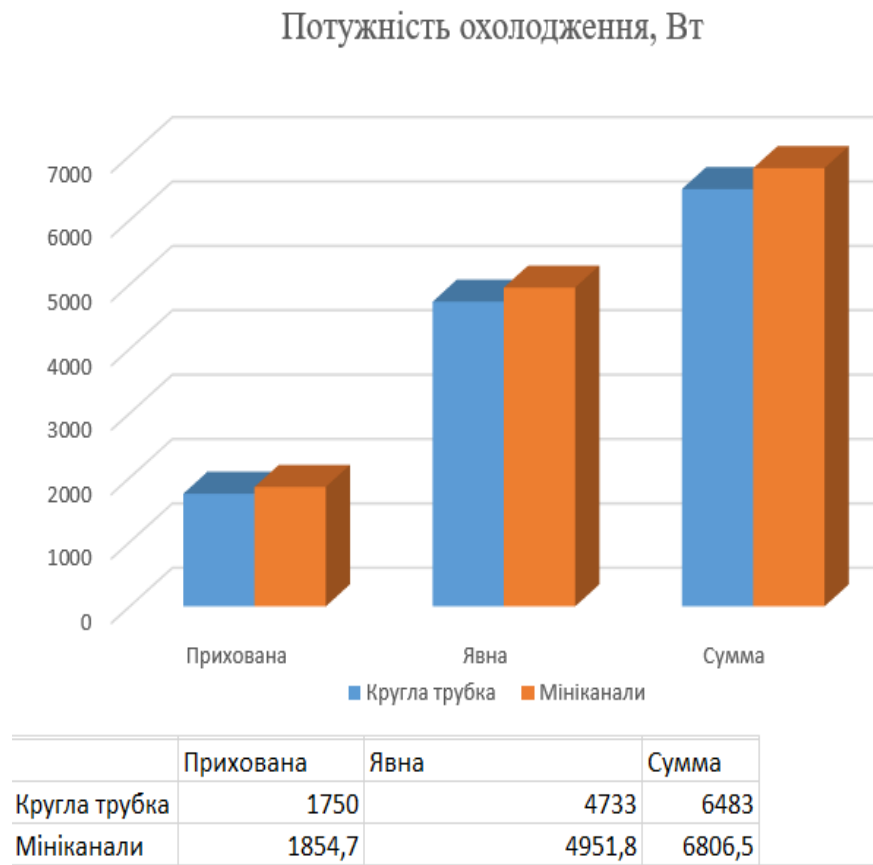


Рисунок 1.5 – Порівняння холодопродуктивності

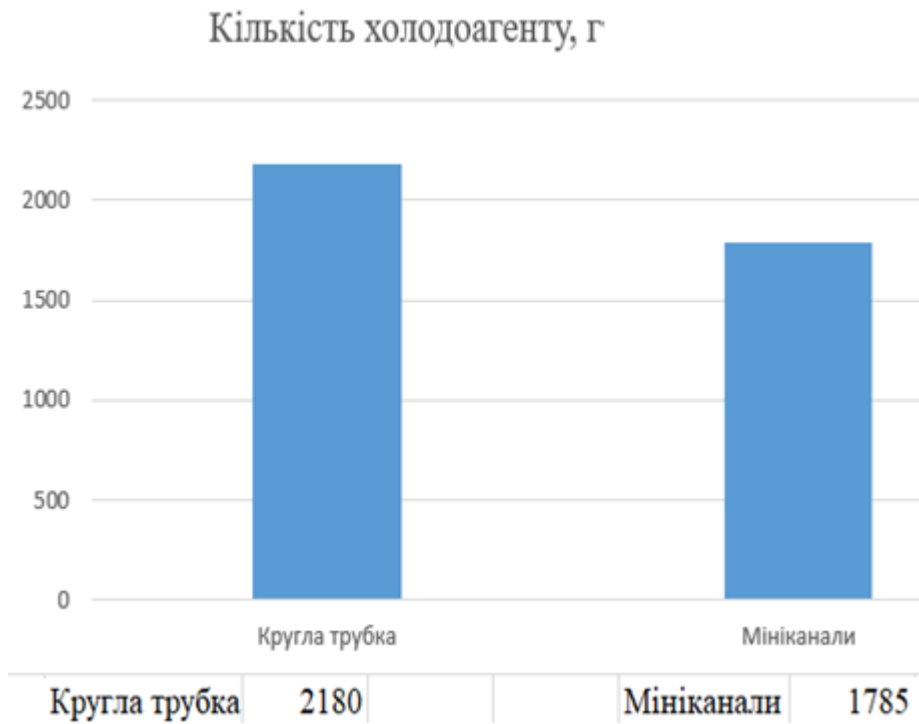
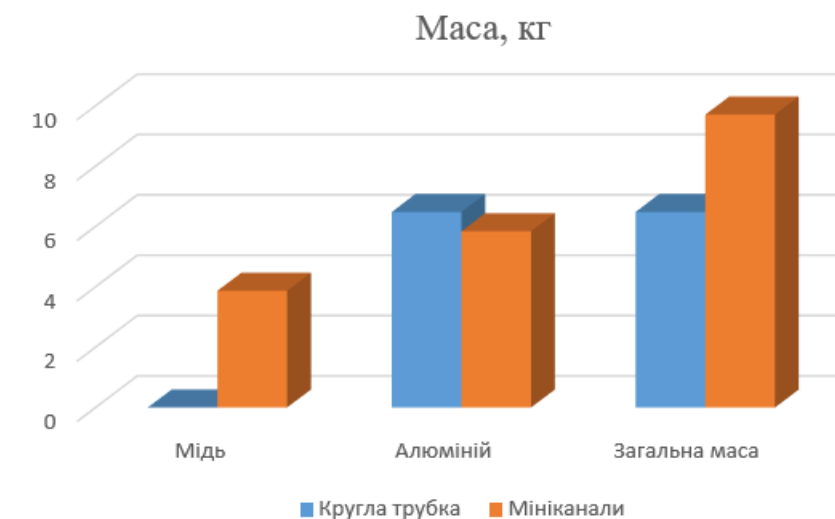


Рисунок 1.6 – Порівняння кількості холодоагенту



	Мідь	Алюміній	Загальна маса
Кругла трубка	0	6,48	6,48
Мініканали	3,868	5,838	9,706

Рисунок 1.7 – Порівняння маси теплообмінників

### 1.3.2 Використання нових екологічно чистих робочих тіл

Відповідно до Монреальського протоколу хлорфторвуглевод (ХФВ) заборонено, а використання холодоагентів з гідрофторвуглеводом (ГФВ) поступово припиняється [23]. Як замітник ГХФВ, більшість ХФВ та їх сумішей є потенціалом глобального потепління (ПГП), хоча потенціал руйнування озонowego шару (ПРОШ) дорівнює нулю. Застосування в холодильних та теплових насосах - ГФВ з високим ПГП та ГХФВ. Відповідно до регламенту ЄС-2006, який був переглянутий у 2016 році, використання в системах охолодження та кондиціонування ГФВ з високим ПГП зменшується. Тому, з точки зору захисту навколишнього середовища, розвиток холодоагентів з низьким ПГП є великим викликом для холодильної промисловості. В останні роки гідрофторолефіни (ГФО), такі як  $R1234yf$  та  $R1234ze$ , які мають нульовий ПРОШ та низький ПГП, приділяють все більшу увагу, як альтернативу  $R134a$  та  $R410A$  [24]. Ці ГФО мають більш складну молекулярну структуру, ніж ГФВ [25], і характеристики тепловіддачі потребують вивчення. Крім того, суміші гідрофторолефінів також викликають значне занепокоєння, оскільки виявлені на сьогодні чисті холодоагенти не можуть задовольнити всіх вимог, включаючи добрі термодинамічні властивості, не токсичність, низьку горючість та низький ПГП. За останні роки було проведено численні дослідження сумішей гідроксиду олефінів та  $R32$ . Завдяки затвердженням та очікуваним нормам охорони навколишнього середовища, в деяких областях HVAC застосовуються

холодоагенти з низьким ПГП, такі як R1234ze (E) або його суміші [26]. Що стосується бінарних сумішей, трикомпонентні суміші, не горючі мають більший ступінь поєднання та кращі теплові властивості, наприклад R447A, який вважається заміником R410A [24].

Гідрофтор-олефіни або ГФО були передбачені як заміна існуючих холодоагентів ГФВ. Існуючі холодоагенти з ГФВ, такі як R134a, мають високий ПГП, що ставить під загрозу його подальше використання. Повна заміна ГФВ викликає занепокоєння та складні завдання для країн у всьому світі. Більше того, відповідно до Паризької угоди (2015 р.) Та поправки Кігалі (2016 р.) до Монреальського протоколу, використання ГФВ повинно бути різко скорочено поетапним чином. Тим часом більшість країн Західної Європи вже розпочали свій перший етап поступового припинення використання ГФВ, тоді як Індія почне поступово припиняти свою діяльність у 2028 році. З огляду на сучасний сценарій, дуже важливо знайти нові альтернативи. ГФО вважаються найбільш придатними заміниками через низький потенціал глобального потепління. Останні кілька десятиліть спостерігали впровадження, а також поступове припинення використання декількох синтетичних холодоагентів через екологічні проблеми. Одним з таких холодоагентів були ХФВ (хлорфторвуглеводи), які колись вважалися постійним рішенням для систем охолодження завдяки своїм чудовим термодинамічним, хімічним та теплофізичним властивостям, включаючи низьку токсичність та низьку горючість. Але Моліна та Роуланд (1974) стверджували, що ХФВ шкодять озоновому шару. Основною проблемою хімічної структури ХФВ є наявність атома хлору, який реагує з киснем, що знаходиться в стратосфері, тим самим уповільнюючи утворення озону (O<sub>3</sub>). Більше того, холодоагенти з високим вмістом хлору зазвичай мають високі значення ПРОШ. Отже, згідно з Монреальським протоколом (Секретаріат по озону, 2006 р.), Було рекомендовано відмовитися від ХФВ та ГХФВ. Пізніше поширені потреби в без хлорних холодоагентах призводять до запровадження ГФВ. Гідрофторуглероди (ГФВ) прогнозувались як екологічно чисті альтернативи раніше використовуваним ХФВ та ГХФВ. Незважаючи на те, що холодоагенти ГФВ мають нульові значення ПРОШ, його високі значення ПГП призвели до зменшення його використання. В даний час ПГП холодоагентів є основним фактором, який створює найбільші обмеження щодо використання існуючих холодоагентів. У табл. 1.2 наведені значення ПГП різних холодоагентів. Наразі ГФО стали найкращим варіантом заміни гідрофторвуглеводнів з високим ПГП. Максимум уваги дослідників привертає холодоагент R1234yf, завдяки своїм надзвичайно подібним термодинамічним властивостям до ХФВ R134a. Вважається, що R1234yf має кращу мастильність порівняно з R134a і сумісний із існуючими

компресорними маслами, такими як масло *POE* . *R1234ze* (E) - це ще одна ХФО, над якою зроблено значну кількість робіт.

Таблиця 1.2 – Значення ПГП та нормальної температури кипіння

Холодоагент	Категорія	ПГП <sub>100</sub>	Нормальна температура кипіння
<i>R1234yf</i>	ГФО	<1	243,7
<i>R1243zf</i>	ГФО	0.8	247,7
<i>R1243ze</i> (E)	ГФО	6	254,1
<i>R1234ze</i> (Z)	ГФО	1.4	282,9
<i>R600a</i>	ГВ	5	261,3
<i>R290</i>	ГВ	4	230,5
<i>R1233zd</i> (E)	ГФО	7	291,4
<i>R1336mzz</i> (E)	ГФО	-	280,5
<i>R32</i>	ГФВ	704	221,3
<i>R134a</i>	ГФВ	1300	246,9
<i>R410A</i>	ГФВ	2088	221,5

Дослідження ХФО постійно збільшуються протягом останніх кількох років. Тому важливо проаналізувати та зібрати останні висновки досліджень, що стосуються холодоагентів НФО. Цей огляд є спробою узагальнити різні аспекти холодоагентів ХФО, такі як його термодинамічні та теплофізичні властивості, його горючість і змішуваність олії, його ефективність теплообміну при кипінні та конденсації та його ефективність у реальних холодильних системах. В основному в цьому огляді дослідницьких робіт, опублікованих після 2015 року, надається більше значення, але також додаються деякі значні дослідження, опубліковані раніше.

#### 1.4 Висновки до розділу 1

Мініканальні та мікроканальні теплообмінники мають ряд переваг у порівнянні із звичайними апаратами. Міні-канали використовуються для зменшення внутрішнього об'єму теплообмінника без зниження його продуктивності. Апарати із міні-каналами використовують меншу кількість холодоагенту. Це дає змогу знизити прямий вплив на атмосферу. З усіма цими перевагами мініканальні теплообмінники можна легко



використовувати у системах клімат-контролю та у повітряних теплових насосах у якості конденсаторів або випарників.

Якщо порівнювати конденсатори систем клімат контролю, то можна сказати, що габарити апаратів із мініканалами менше на 5-10% у порівнянні із звичайними теплообмінниками, а маса – у 1,5-2 рази менша. За цих умов площа поверхні теплообміну у 5-6 разів більша. Оскільки вони легші за вагою і в них не використовується мідь, то вартість цього теплообмінника також менша.

На сьогодні для підвищення ефективності компактних конденсаторів необхідно вирішити два завдання:

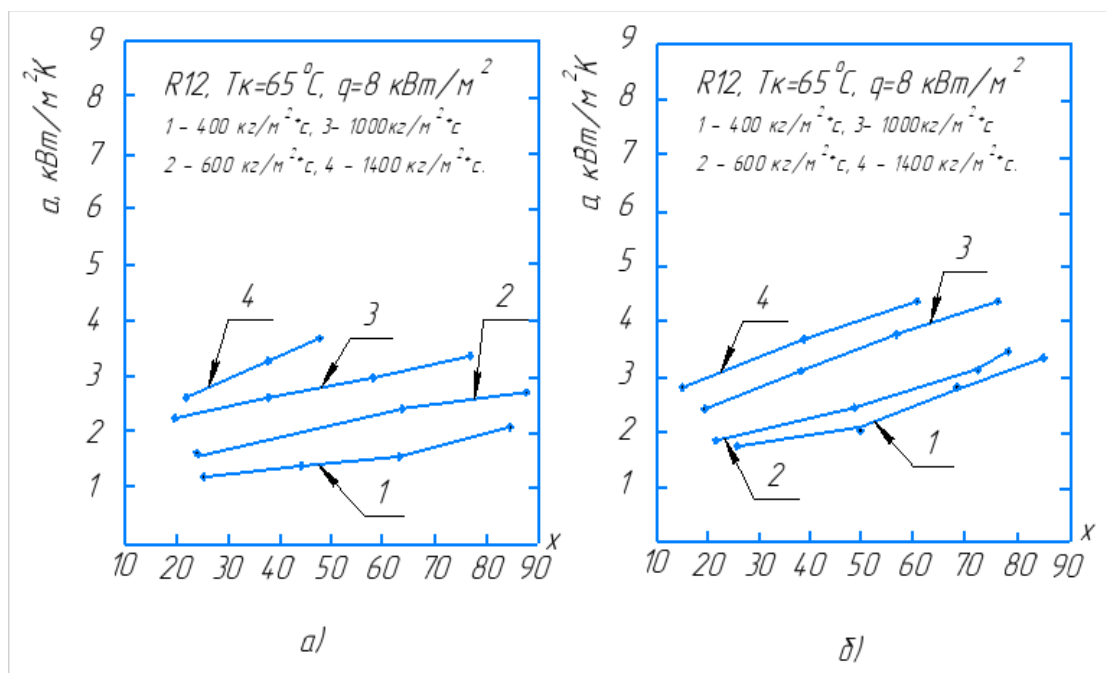
- пошук оптимальних (найбільш точних) методів розрахунку тепловіддачі зі сторони холодоагенту, який конденсується у середині мініканалів;
- удосконалення конструкції теплообмінника з метою збільшення тепловіддачі зі сторони повітря та зменшення аеродинамічних втрат у апараті.

Вирішенню цих питань і присвячена дана магістерська дисертація.

## 2 ТЕПЛООБМІН ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ РОБОЧИХ РЕЧОВИН У МІНІКАНАЛАХ

### 2.1. Аналіз експериментальних робіт

У дослідженнях використовували трубки прямокутного перерізу розмірами 16х3 мм. Внутрішні канали без ребра мали еквівалентний розмір  $d_{\text{екв.}} = 2,64$  мм або 1,56 мм. Висота мікроребр становила  $h = 0,2$  мм з кроком  $S = 0,5$  мм. Отримані Результати експериментів у вигляді залежності коефіцієнтів тепловіддачі в гладкостінних та мікроребристих трубках від вмісту масової пари  $x$  та масової швидкості  $G$  наведені на рис. 2.1. Однак рис. 2.1 не демонструє значної інтенсифікації теплообміну. У разі масових швидкостей  $G = 400$  кг/(м<sup>2</sup>·с) найбільший ефект інтенсифікації становить 1,6 рази, а при збільшенні  $G$  до 1400 кг/(м<sup>2</sup>·с) цей ефект зменшується до 11%. Відповідно, беручи до уваги розвиток внутрішньої поверхні, відносне збільшення множника  $(\alpha \cdot F)$  становить від 2,21 до 1,58.



а – гладка трубка; б – мікрооребрена трубка

Рисунок 2.1 – Залежність коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від масового паровмісту  $x$  у разі постійної густини теплового потоку  $q = 8 \text{ кВт/м}^2$ .

У роботі Ву та співавторів [27] автори досліджували тепловіддачу під час конденсації R410A у чотирьох багатопортових алюмінієвих трубках з гладкими

прямокутними перерізами та з гідравлічним діаметром  $d_h = 0,82; 1,08; 1,11$  і  $1,12$  мм (таблиця 2.1) при масових швидкостях  $G = 50 - 500$  кг/(м<sup>2</sup>с), густинах теплових потоків  $q = 5 - 12$  кВт/м<sup>2</sup> і температурі насичення  $t_n = 48$  °С.

Таблиця 2.1 – Геометричні характеристики каналів тестових трубок

Тип трубки	Кількість каналів, од.	$S$ ,мм	$h$ ,мм	$d_h$ ,мм
<i>A</i>	7	8	2,5	1,12
<i>B</i>	11	12	2,5	1,11
<i>C</i>	18	16	1,8	0,82
<i>D</i>	16	20	2,1	1,08

Досліджено вплив на тепловіддачу  $\alpha$  параметрів режиму ( $G$ ,  $q$ ) та геометричних розмірів каналів  $d_h$ . Результати досліджень на прикладі трубки типу *B* наведені на рис. 2.2-2.4. Із графіків видно, що коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  зростають із збільшенням вмісту пари  $x$ , масової швидкості  $G$  і густини теплового потоку  $q$ . Однак тепловіддача дещо залежить від масової швидкості та вмісту пари при їх низьких значеннях. У статті також зазначається вплив геометричних розмірів перерізу та поверхневого натягу на тепловіддачу. Коефіцієнти тепловіддачі збільшуються за рахунок зменшення стиснення та збільшення ширини каналів.

Результати дослідження показали збільшення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  зі збільшенням параметрів режиму ( $x$ ,  $G$ ,  $q$ ). Однак при низьких значеннях вмісту пари  $x$  і масових швидкостей  $G$ , коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  залежать незначною мірою від густини теплових потоків  $q$ . Це видно з рис. 2.1, де значення коефіцієнтів тепловіддачі майже однакові для низьких значень масових швидкостей  $G = 50, 100$  та  $150$  кг/(м<sup>2</sup>с). Автори [27] посилаються на роботи Матковіча та співавторів [28] та Дель Кола та співавторів [29], які також зазначають, що значення коефіцієнтів тепловіддачі майже рівні при низьких масових швидкостях  $G = 100$  і  $200$  кг/(м<sup>2</sup>с).

Автори [27] пояснюють цей час, що міжфазне тертя зменшується залежно від моменту, коли воно перестає бути переглядаючим чинником під час конденсації в прямому каналі, і згодом, внаслідок поверхневого натягування стає домінуючим.

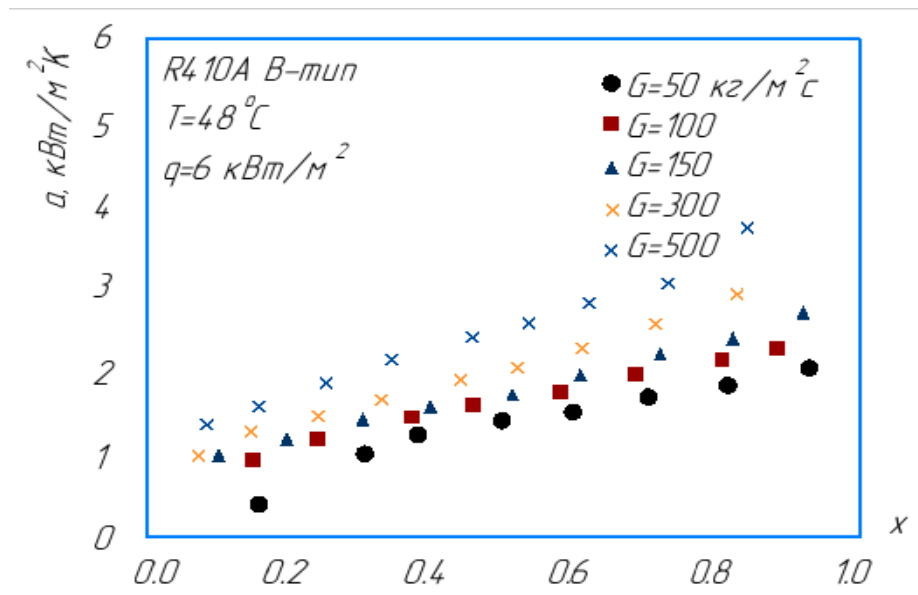


Рисунок 2.2 – Вплив масової швидкості  $G$  на коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$

Це припущення узгоджується з теорією роботи Бортоліна із співавторами [30]. Автори [31], що вивчали тепловіддачу при конденсації R134a всередині круглих та прямокутних мініканалів, також виявили незначний вплив на коефіцієнт тепловіддачі з низькою масовою швидкістю. Однак при високих масових витратах (300 і 500 кг/(м²с)) вплив міжфазного тертя на тепловіддачу набагато сильніший, ніж ефект поверхневого натягу.

На рис. 2.3 показана залежність коефіцієнта тепловіддачі як функції вмісту пари при конденсації R410A при різних густинах теплового потоку  $q$  від 3 до 15 кВт/м².

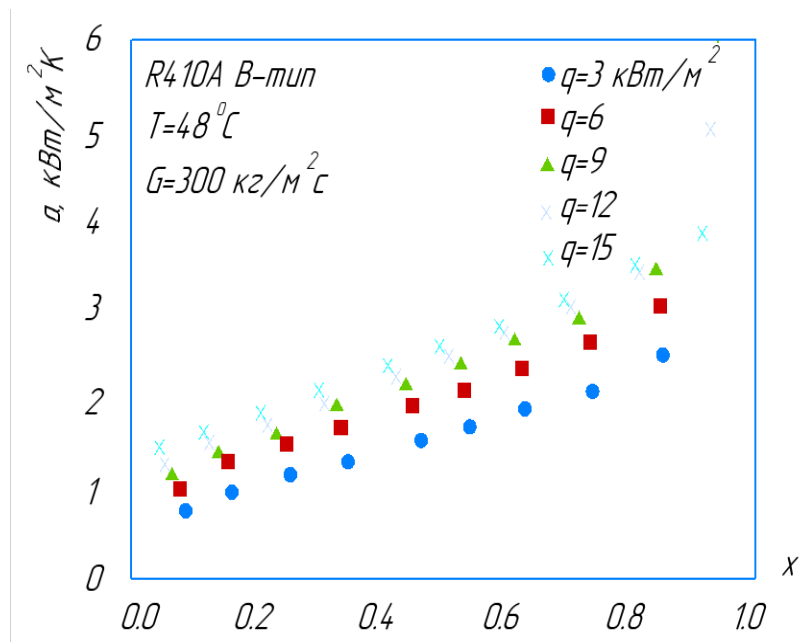
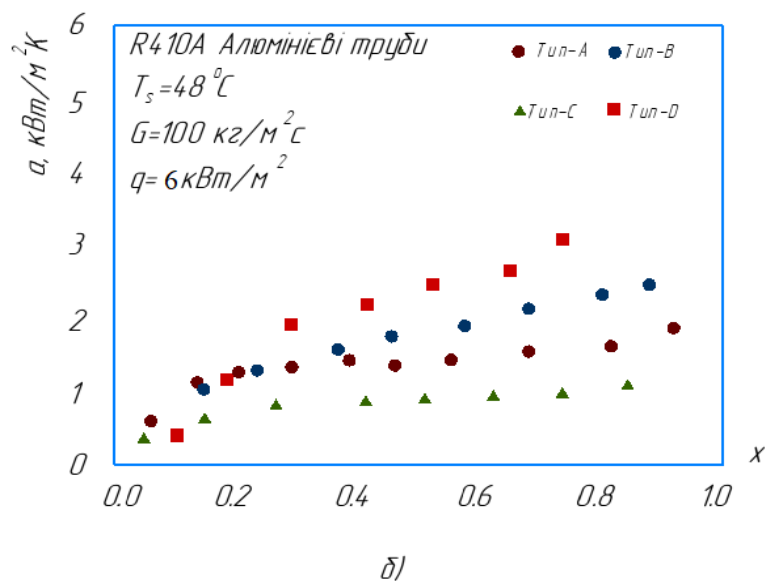
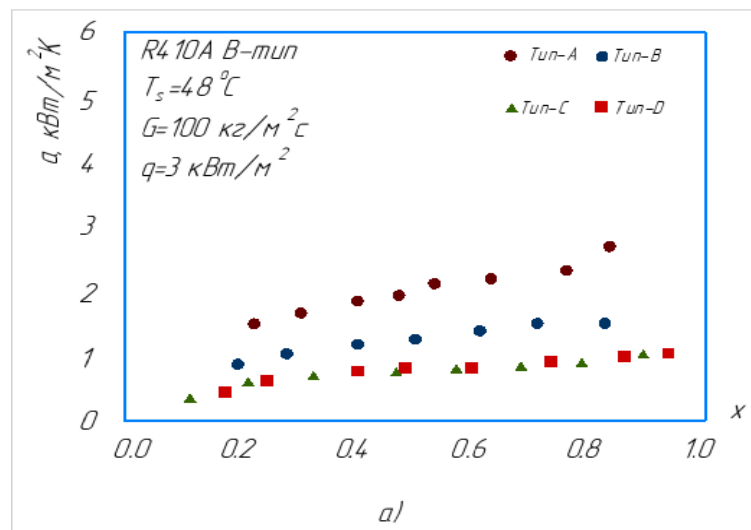


Рисунок 2.3 – Вплив густини теплового потоку  $q$  на коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$

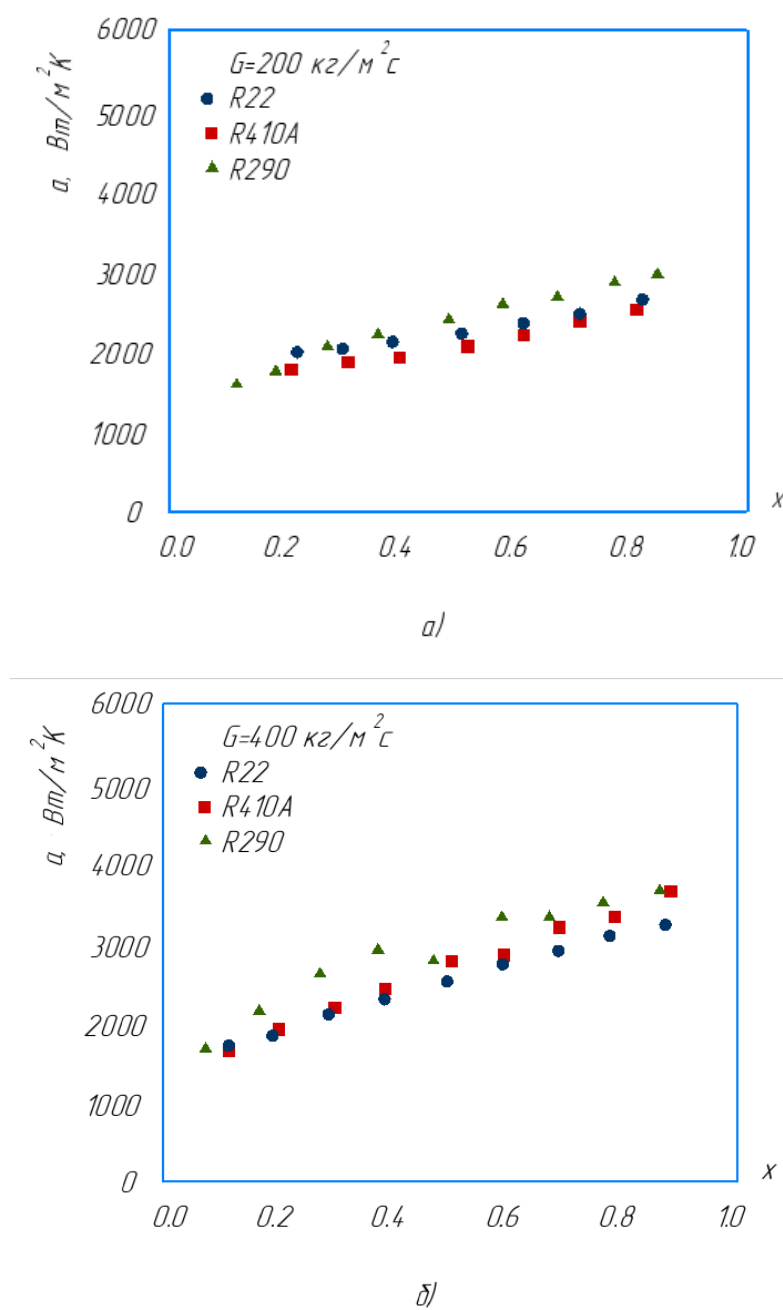
Дослідження показали, що зі збільшенням параметрів режиму ( $x$ ,  $G$ ,  $q$ ) коефіцієнти теплопередачі зростають. У разі низьких значень вмісту пари  $x$  і масових швидкостей  $G$  коефіцієнти теплопередачі  $\alpha$  залежать незначною мірою від густини теплового потоку  $q$ . Вплив гідравлічного діаметра на коефіцієнт тепловіддачі у разі конденсації в прямокутних каналах показано на рис. 2.4. Вплив геометричних розмірів на коефіцієнт тепловіддачі залежить від розміру прямокутних каналів відповідно до ступеня впливу поверхневого натягу. Коефіцієнт тепловіддачі збільшувався із зменшенням пропорції та збільшенням ширини багатопортових каналів. Конденсація всередині багатопортової прямокутної трубки виявила однаковий ефект як поверхневого натягу, так і міжфазного тертя пари та рідини.



$a - q = 3 \text{ кВт/м}^2$ ;  $б - q = 6 \text{ кВт/м}^2$

Рисунок 2.4 – Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  між різними типами дослідних трубок

У парку КJ та ін. [31], автори досліджували конденсацію холодоагентів R22, R410A та пропану (R290) в середині горизонтальної алюмінієвої багатопортової (9 каналів) плоскої трубки з гідравлічним діаметром  $d_h = 1,4$  мм, довжиною  $l = 530$  мм. Експериментальні дані про тепловіддачу отримані при наступних значеннях параметрів режиму: вміст пари  $x = 0,1 - 0,9$ , масова швидкість  $G = 200 - 400$  кг/(м<sup>2</sup>с), густина теплового потоку  $q = 7,3 - 7,7$  кВт/м<sup>2</sup>, температура насичення  $t_n = 400$  °С. Отримані результати досліджень представлені на рис. 2.5.



а –  $G=200$  кг/(м<sup>2</sup>с); б –  $G=400$  кг/(м<sup>2</sup>с)

Рисунок 2.5 - Залежність коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від паровмісту  $x$  за масової швидкості потоку.

Порівняння авторів [32] отримало експериментальні дані з розрахунками на найбільш відомих розрахункових кореляціях різних авторів, які були розроблені для розрахунку конденсації всередині звичайних труб з діаметри  $d > 3$  мм, класифікація з [2], показала відхилення до 25% для випадку використання ефективної площі поверхні теплопередачі в експериментах. На думку авторів [32], це означає, що у разі зменшення діаметра труби до 1,4 мм, в каналах відбуваються незначні зміни характеристик і структури потоку. На основі отриманих експериментальних даних автори запропонували модифіковану залежність (2.1), яку можна застосувати до труб малого діаметра з урахуванням ефективної площі поверхні теплопередачі:

$$\alpha = 22,42 \cdot \alpha_p \left[ 1 + \frac{2}{X_{tt}} \right]^{0,81} \cdot Bo^{0,33} \cdot \left( \frac{k_p}{D} \right) \cdot R_{ef}, \quad (2.1)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від холодоагенту, який конденсується, до внутрішньої стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\alpha_p$  – конвективний коефіцієнт тепловіддачі під час руху рідини в трубі, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$X_{tt}$  – параметр Локкарта-Мартінееллі;

$D$  – діаметр труб, м;

$R_{ef}$  – ефективний радіус, м;

$Bo$  – число Бонда.

Коефіцієнт тепловіддачі від рідини розраховується за формулою:

$$\alpha_p = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4}, \quad (2.2)$$

де  $Re$  – число Рейнольдса;

$Pr_p$  – критерій Прандтля для рідини.

Число Бонда розраховується за формулою:

$$Bo = \frac{Q}{rGF}, \quad (2.3)$$

де  $Q$  – потік теплоти що виділяється трубками, Вт;

$G$  – масова швидкість холодоагенту, кг/(м<sup>2</sup> · с);

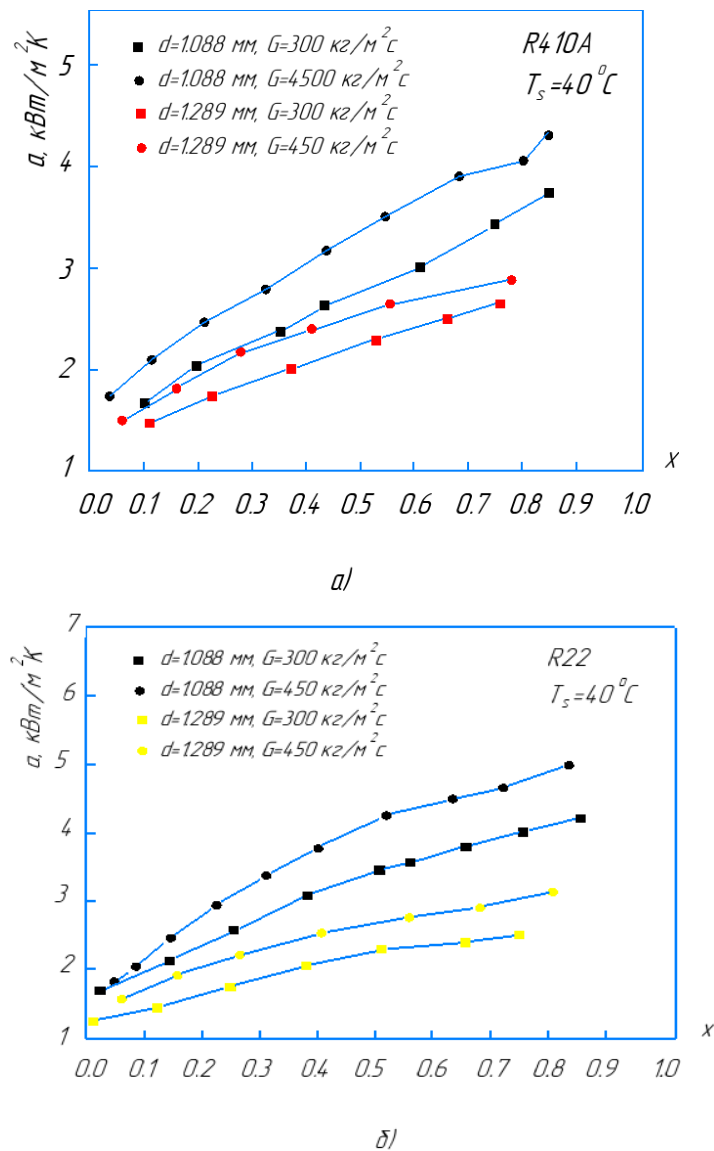
$F$  – повна поверхня теплообміну, м<sup>2</sup>.

$$R_{ef} = \frac{F_{ef}}{F}, \quad (2.4)$$

де  $F_{ef}$  і  $F$  - ефективна і повна поверхні теплообміну відповідно,  $m^2$ .

Розрахунок за залежністю (2.1) показав найменше середнє відхилення для всіх даних (20%). Автори Zhang та співавтори [33] вивчали конденсацію холодоагентів R22, R410A та R407C у двох горизонтальних трубах з нержавіючої сталі з різним внутрішнім діаметром  $d_{vn} = 1088$  та  $1289$  мм. Експерименти проводились при температурі насичення  $t_n = 300$  °C та  $400$  °C, масовій витраті від  $G = 300$  до  $600$   $кг/(m^2 \cdot c)$  та масовому вмісті парів  $x = 0,1 - 0,9$ . Значення теплових потоків в експериментах у статті не наводяться.

Вплив геометричних характеристик на теплообмін найбільш характерно виявляється для трубки з гідравлічним діаметром  $d_h = 1,088$  мм, рис. 2.6.



а – R410A; б – R22.

Рисунок 2.6 – Вплив гідравлічного діаметра трубок на коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$



Результати впливу на тепловіддачу масової швидкості та вмісту пари показали збільшення коефіцієнтів тепловіддачі із збільшенням  $G$  і  $x$ , особливо цей ефект посилюється в області високих значень вмісту пари  $x$ . Отримані в цій роботі експериментальні дані порівнювали з розрахунками за різними кореляціями, в тому числі для труб із нормальним діаметром ( $d_h > 3$  мм). Автори відзначають, що результати розрахунків майже за всіма залежностями перевищують значення отриманих експериментальних даних. Однак результати розрахунків, засновані на залежностях роботи Ванга з співавторами [34] та Яном Ю.Й., Лін Т.Ф. [35], мали досить хорошу збіжність з експериментальними даними.

Автори Ян Ю.Й., Лін Т.Ф. [35] експериментально дослідив тепловіддачу та перепад тиску під час конденсації холодоагенту  $R134a$  у горизонтальній круглій трубці з внутрішнім діаметром  $d_{вн} = 2$  мм. Автори вивчали вплив на теплопередачу та тиск падіння тепла, масову швидкість, вміст пари маси та температуру насичення  $R134a$ . Отримані дані порівнювали з даними для труби з нормальним діаметром  $d_{вн} = 8$  мм. Було встановлено, що під час змін у всьому діапазоні вмісту пари коефіцієнти тепловіддачі для труби малого діаметра перевищують дані для труби з нормальним діаметром приблизно на 10%.

У статті також зазначається, що для нижчого теплового потоку та температури насичення та високих масових витрат тепловіддача в трубі з малим діаметром була вищою. На основі отриманих даних автори запропонували емпіричну залежність від розрахунку коефіцієнта тепловіддачі:

$$\frac{\alpha_{\partial\phi} d}{\lambda_p} \cdot Pr_p^{-0,33} Bo^{0,3} Re = 6,48 \cdot Re_{екв}^{1,04}, \quad (2.5)$$

де  $\alpha_{\partial\phi}$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$d$  – внутрішній діаметр труби, м;

$\lambda$  – теплопровідність, Вт/(м · К);

$Pr_p$  – критерій Прандтля;

$Bo$  – число Бонда;

$Re$  – число Рейнольдса;

$Re_{екв}$  – еквівалентне число Рейнольдса.

Еквівалентне число Рейнольдса розраховується за формулою:

$$\text{Re}_{\text{екв}} = \frac{G_{\text{екв}} d}{\mu_l}, \quad (2.6)$$

де  $G_{\text{екв}}$  – еквівалентна масова швидкість холодоагенту,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;

$d$  – внутрішній діаметр труби, м;

$\mu_l$  – динамічна в'язкість рідини,  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ;

$$G_{\text{екв}} = G \left[ (1-x) + x \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right], \quad (2.7)$$

де  $G$  – масова швидкість холодоагенту,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;

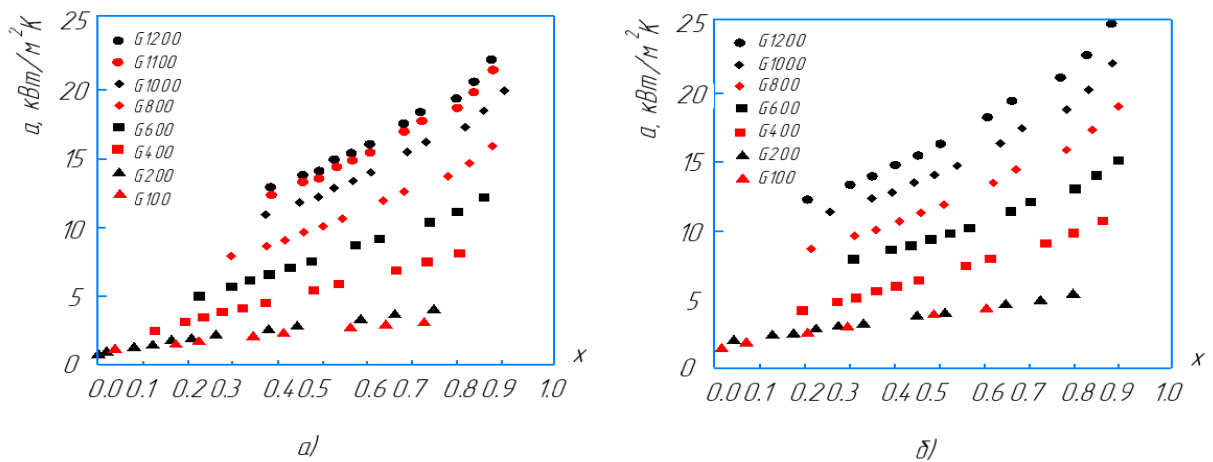
$x$  – паровміст;

$\rho_l$  – густина рідини,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\rho_v$  – густина пари,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Еквівалентне число  $\text{Re}_{\text{екв}}$  для рідини було запропоновано у роботі [36].

Автори [35] пропонують використовувати результати, отримані при проектуванні більш компактних та ефективних конденсаторів кондиціонування з використанням холодоагенту  $R134a$ . У роботі Матковіка та співавторів [28] досліджені локальні коефіцієнти тепловіддачі при конденсації холодоагентів  $R134a$  та  $R32$  всередині горизонтального круглого міні-каналу з внутрішнім діаметром  $d_i = 0,96$  мм. Дослідження проводили при температурі насичення  $t_n = 400\text{C}$ , масовій витраті від 100 до 1200  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  та масовому вмісті парів  $x = 0,01 - 0,9$ . Відзначається, що за винятком найнижчої масової швидкості, результати випробувань не виявляють суттєвих розбіжностей з розрахунком залежностей для труб з нормальним внутрішнім діаметром. Отримані результати досліджень представлені на рис. 2.7.



а –  $R134a$ ; б –  $R32$ .

Рисунок 2.7 – Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від паровмісту  $x$  за масовою швидкістю  $G$  від 100 до 1200  $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$

Метод, представлений у цій роботі, дозволяє вимірювати локальні коефіцієнти тепловіддачі з високою точністю, оскільки він отримується з місцевого теплового потоку, який, у свою чергу, походить від температурного профілю теплоносія. Загалом на дослідній ділянці було встановлено понад 30 термопар для вимірювання температури холодоагенту, стінки трубки та теплоносія. При розрахунку тепловіддачі за відомими моделями, що використовуються авторами для порівняння з отриманими експериментальними даними, найбільш точне прогнозування отримало співвідношення з робіт Кавалліні та співавторів [37]. Однак порівняння результатів, отриманих у роботі, з розрахунками відомих залежностей, що використовуються для розрахунку конденсації в звичайних трубах ( $d > 3$  мм), можуть бути використані при проектуванні міні-канальних конденсаторів з достатніми масовими швидкостями та круглим перерізом каналу. Однак перед тим, як використовувати подібні висновки для мініканалів з некруглими перерізами, необхідно в майбутньому провести ряд досліджень.

Автори Де Коль та співавтори [38] досліджували процеси конденсації холодоагенту R290 (пропан) по всьому горизонтальному круглому міні-каналу з внутрішнім діаметром  $d_h = 0,96$  мм. Дослідження проводили при примусовій температурі  $t_n = 400$  °C, масовій витраті  $G$  від 100 до 800 кг/(м<sup>2</sup>с) та масовому вмісті парів  $x = 0,01$  - 0,9. Статті не містять даних про теплі потоки в експериментах. Отримані результати досліджень представлені на рис. 2.8.

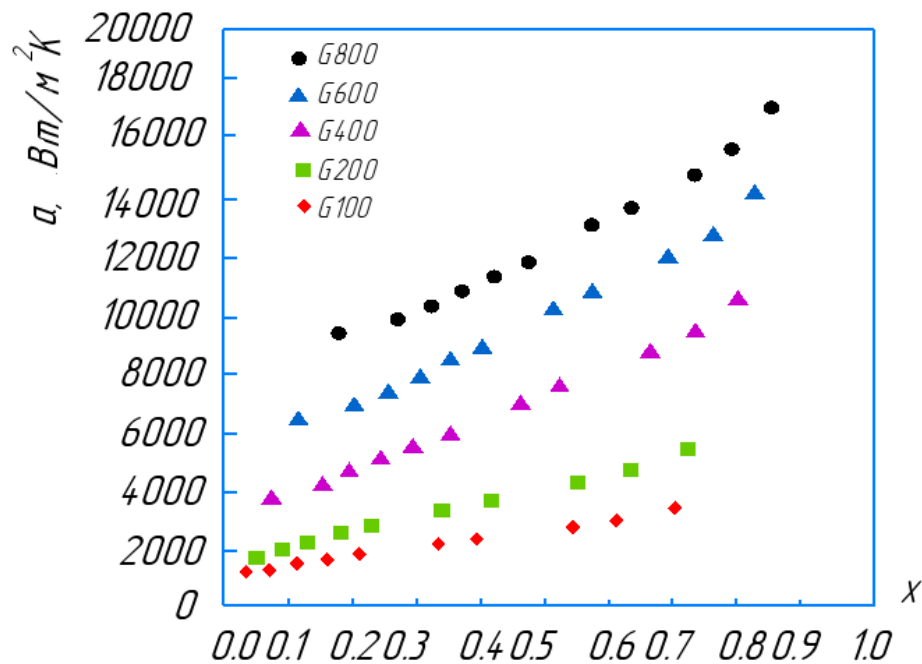


Рисунок 2.8 - Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від паровмісту  $x$  для холодоагенту R290 за масовою швидкістю  $G$  від 100 до 800 кг/м<sup>2</sup>с.

На думку авторів, коефіцієнти тепловіддачі та конденсації в середині трубки зростають із збільшенням масової швидкості  $G$  та вмісту масової пари  $x$ . Експериментальні дані теплопередачі показують, що конденсація визначається міжфазним тертям, яке є переважним для більшості отриманих даних, а отже, коефіцієнти тепловіддачі можуть бути розраховані за допомогою моделі Кавалліні із співавторами [39] та модифікована модель Чжана. М. [40], використовуючи метод Чжана М. [41] щодо розрахунку втрат тиску.

У Liu та співавторах [42] вивчали тепловіддачу та втрати тиску під час конденсації холодоагенту  $R152a$  у круглих та квадратних міні-каналах з гідравлічним діаметром  $d_h = 1,152$  та  $0,952$  мм відповідно. Експерименти проводились при масовій швидкості  $G$  від 200 до 800  $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$ , температурі насичення  $t_n$  40 °C і 50 °C та вмісті масової пари  $x$  від 0,1 до 0,9.

На рис. 2.9, з діапазонами помилок, показує вплив масової швидкості  $G$ , вмісту масової пари  $x$  та гідравлічного діаметра каналу  $d_h$  на тепловіддачу  $\alpha$ . З рис. 2.9 видно збільшення коефіцієнтів тепловіддачі із збільшенням масової швидкості та вмісту пари як в круглих, так і в квадратних мікроканалах, що узгоджується з попередніми дослідженнями авторів [43]. При високих значеннях вмісту пари та у разі збільшення масової швидкості коефіцієнти тепловіддачі різко зростають, що пояснюється авторами домінуючого впливу міжфазного тертя.

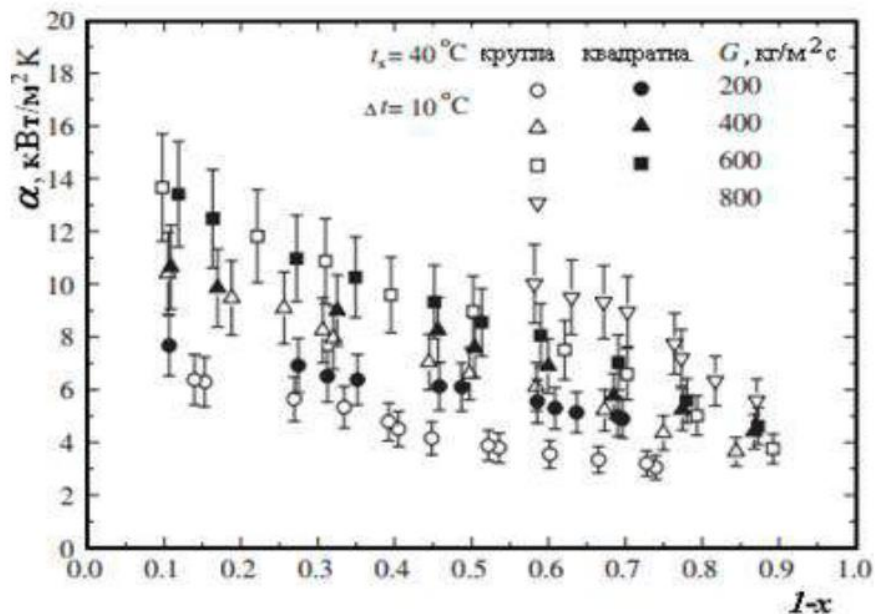


Рисунок 2.9 – Вплив масової швидкості  $G$ , масового паровмісту  $x$  та геометрії каналу  $d_h$  на коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$

Як зазначалося вище, експерименти проводили при двох температурах насичення  $t_n$  40 °C і 50 °C в круглому мініканалі. Встановлено зниження коефіцієнтів тепловіддачі

із збільшенням температури насичення, що автори пояснюють залежністю термодинамічних властивостей холодоагенту від температури насичення.

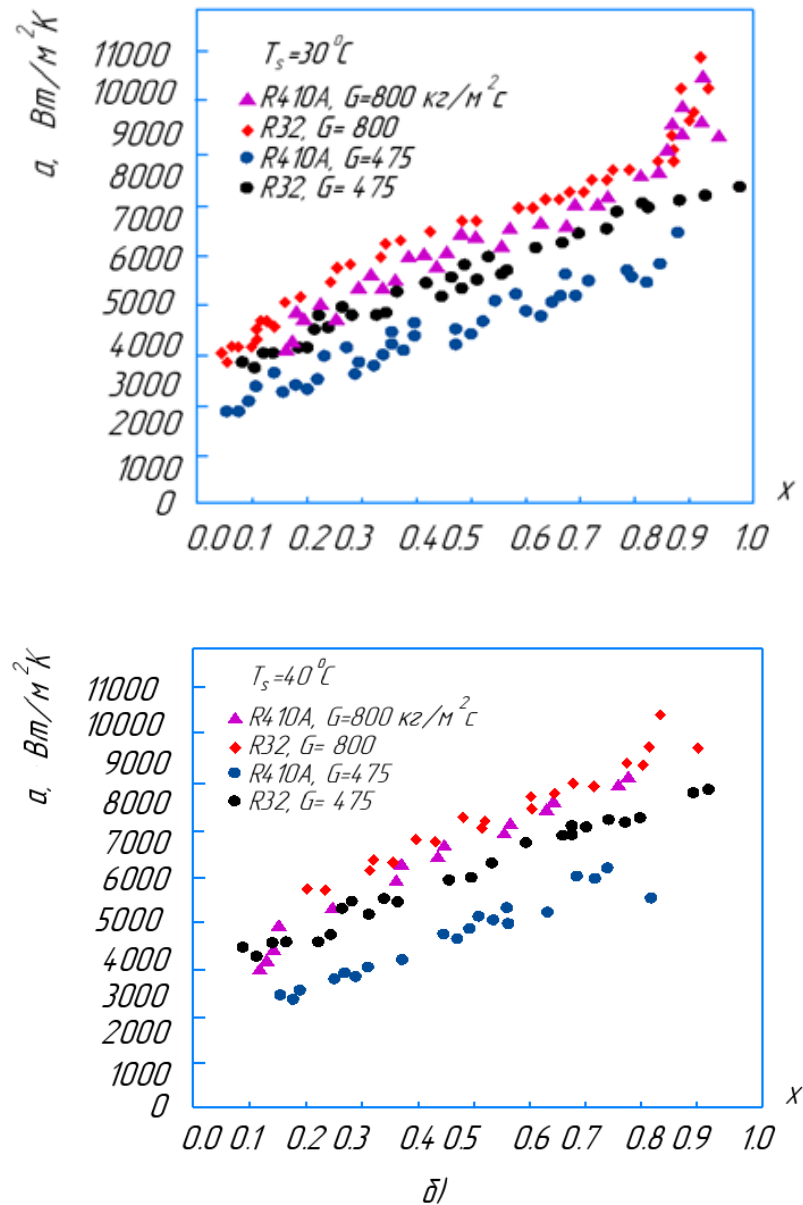
Також на рис. 2.9 показано вплив геометрії каналу на коефіцієнти тепловіддачі при конденсації R152a при різних масових швидкостях. При  $G = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  коефіцієнти тепловіддачі в квадратному мініканалі вищі, ніж у круглому. З одного боку, це пов'язано з впливом кутів у квадратному мініканалі, тоді як конденсат «витагується» до кутів завдяки впливу поверхневого натягу, що зменшує середній тепловий опір перерізу каналу. З іншого боку, менший гідравлічний діаметр квадратного міні-каналу в порівнянні з круглим збільшує коефіцієнт тепловіддачі, що збігається з попередніми дослідженнями авторів [33]. При  $G = 400 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  коефіцієнт тепловіддачі в квадратному мініканалі також вищий, ніж у круглому, хоча ефект масової швидкості зменшується порівняно з  $G = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ . Проте, при збільшенні до  $G = 600 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  коефіцієнти тепловіддачі для двох мініканалів майже рівні між собою, що говорить про переважний вплив міжфазного тертя у порівнянні з поверхневим натягом (вплив кутів квадратного мініканалу стає незначним за високих масових швидкостей).

У праці [42] авторами дано порівняння експериментальних даних з розрахунком тепловіддачі за чотирма емпіричними залежностями з робіт [34, 44], Бандхауер Т.М [45] та за теоретичним рішенням із праці Ванг і Роуз [46] стосовно прогнозування тепловіддачі в круглому і квадратному мініканалах. За винятком теоретичного рішення з [46], інші залежності ґрунтуються на експериментальних даних у разі конденсації холодоагентів. У роботі [46] зазначається, що існують певні області, де найбільший вплив мають сили поверхневого натягу і, тому, у рішенні щодо розрахунку тепловіддачі необхідно урахувати їх вплив.

Результати розрахунків щодо круглого мініканалу добре узгоджуються з залежностями [34], [43] і теоретичним рішенням [46], проте для квадратного - із [43], [44], [45] і [46]. У роботі Лопез – Белчі з співавторами [47] досліджувались процеси конденсації R32 у алюмінієвих квадратних багато портових трубках із гідравлічним діаметром  $d_h = 1,16 \text{ мм}$  у порівнянні з конденсацією R410A. Автори досліджували вплив температури насичення, масової швидкості, паровмісту на коефіцієнт тепловіддачі та градієнт тиску тертя. Значення режимних параметрів знаходилися в межах: температура насичення  $t_n = 30, 35, 40, 45, 50 \text{ }^\circ\text{C}$ , масова швидкість  $G$  від 100 до 800  $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$ , паровміст  $x$  від 0,05 до 0,9.

В усіх експериментах коефіцієнти тепловіддачі для R32 виявилися вищими, ніж значення для R410A (рис. 2.10). Отримані результати автори роботи пояснюють різними теплофізичними властивостями цих холодоагентів (табл. 2.2). Оскільки за  $t_n = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

обидва холодоагенти мають однакові значення в'язкості, їх числа  $Re$  і коефіцієнти тертя  $C_f$  приблизно рівні за заданою масовою швидкістю  $G$ . Тому більш високі значення падіння тиску спостерігаються у холодоагенту R32 за його меншу густину. Цей ефект ще більш посилюється при  $t_n = 30^\circ\text{C}$  за дещо вищу різницю значень густин рідин R32 та R410A та їх в'язкості.



a –  $t_n = 30^\circ\text{C}$ ; б –  $t_n = 40^\circ\text{C}$

Рисунок 2.10 – Порівняння експериментальних даних для R32 і R410A з масовою швидкістю  $G=475 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ , та  $G=800 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ , за температури насичення.

Із іншого боку, холодоагент R32 має більш високу теплопровідність рідини, яка й призводить до кращих його теплопередаючих властивостей. Оскільки різниця значень теплопровідності між обома холодоагентами майже є рівною, незалежно від

температури, відмінності між обома холодоагентами не залежать від температури насичення, як показано на рис. 2.10. Також, на думку авторів, цими відмінностями властивостей рідин та їх змін, пояснюються відмінності у зниженні тиску (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 - Теплофізичні властивості холодоагентів за температурою насичення  $t_n = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  [44]

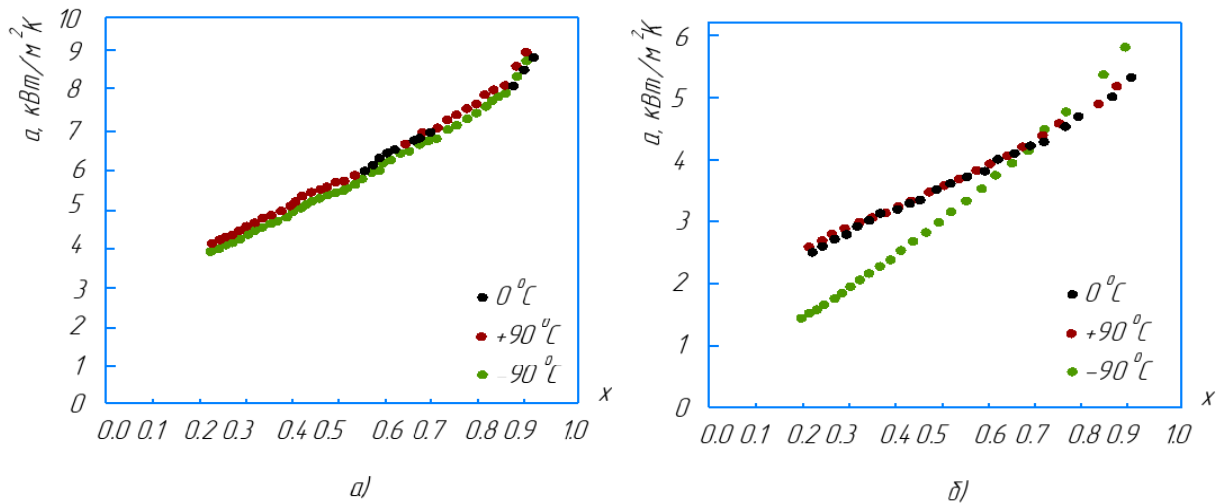
Теплофізичні властивості речовин		R410A		R32	
		Температура насичення $t_n$ , °C			
		30 °C	40 °C	30 °C	40 °C
Тиск, кПа	Критичний	4901,9		5782,0	
	Насичення	1889,8	2426,2	1928,0	2478,9
	Зниження[-]	0,385	0,492	0,333	0,428
Густина, кг/м <sup>3</sup>	Рідина	1032,6	975,26	939,58	892,98
	Пара	76,57	103,3	54,79	73,29
В'язкість, Па·с	Рідина	110,36	95,84	107,22	94,97
	Пара	14,04	14,91	13,12	13,83
Теплопро- відність, Вт/м·К	Рідина	0,086	0,081	0,122	0,115
	Пара	0,016	0,019	0,016	0,018

Як і в багатьох роботах різних авторів, у роботі [47] проведено порівняння отриманих експериментальних даних з розрахунком за деякими відомими моделями. Найбільш краща збіжність експериментальних даних з розрахунком за моделлю з [43] спостерігалось для R32 та незначно нижче для R410A. Розрахунок за моделлю з Вебб [48, 49] показав перевищення коефіцієнтів тепловіддачі для R32 за всіма температурами насичення.

Автори роботи [38] використовували високоточну техніку стосовно оцінки впливу орієнтації каналу на експериментальні коефіцієнти тепловіддачі у разі конденсації R134a у середині мініканалу квадратного перетину з гідравлічним діаметром  $d_h = 1,23$  мм у горизонтальному, вертикальних висхідному та низхідному потоках за температури насичення  $t_n = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  та масової швидкості  $G$  від 100 до 790 кг/(м<sup>2</sup>с).

Згідно з експериментальними дослідженнями (рис. 2.11), не було помічено відмінностей для трьох різних потоків з масовими швидкостями від 790 кг/(м<sup>2</sup>с) і нижче, до 200 кг/(м<sup>2</sup>с), де присутній вплив на теплообмін міжфазного тертя та поверхневого

натягу. Навпаки, за масовими швидкостями 100 і 135 кг/(м<sup>2</sup>с), коефіцієнти тепловіддачі в вертикальному низхідному потоці нижче за значення коефіцієнтів тепловіддачі, що вимірювалися у горизонтальному та вертикальному висхідному потоках. Порівняння отриманих даних з розрахунковими кореляціями показало їх хорошу збіжність з моделями Кавалліні з співавторами [57] та Шах [50] за великих і низьких значень масових потоків відповідно.



а –  $G=390$  кг/(м<sup>2</sup>с);  $G=135$  кг/(м<sup>2</sup>с)

Рисунок 2.11 – Вплив орієнтації каналу на коефіцієнт тепловіддачі

У праці Бохдал із співавторами [51] приведені результати експериментальних досліджень тепловіддачі та падіння тиску під час конденсації холодоагентів R134a, R404A та R407C у трубках мініканалів із нержавіючої сталі з внутрішніми діаметрами  $d_i = 0,31 - 3,30$  мм та робочою довжиною дослідної ділянки  $l = 950$  мм за наступними режимними параметрами: температура насичення  $t_n = 30 - 40$  °С, масовий паровміст  $x = 0 - 1$  і за масовою швидкістю  $G = 100 - 1300$  кг/(м<sup>2</sup>с). У роботі порівнюються результати експериментальних даних з розрахунками за кореляціями інших авторів із робіт [36], і Мікілевич Ж., Мікілевич Д. [52] у границях обмеженого діапазону режимних параметрів. На підставі експериментальних досліджень автори запропонували власну кореляцію щодо розрахунку локального коефіцієнта тепловіддачі:

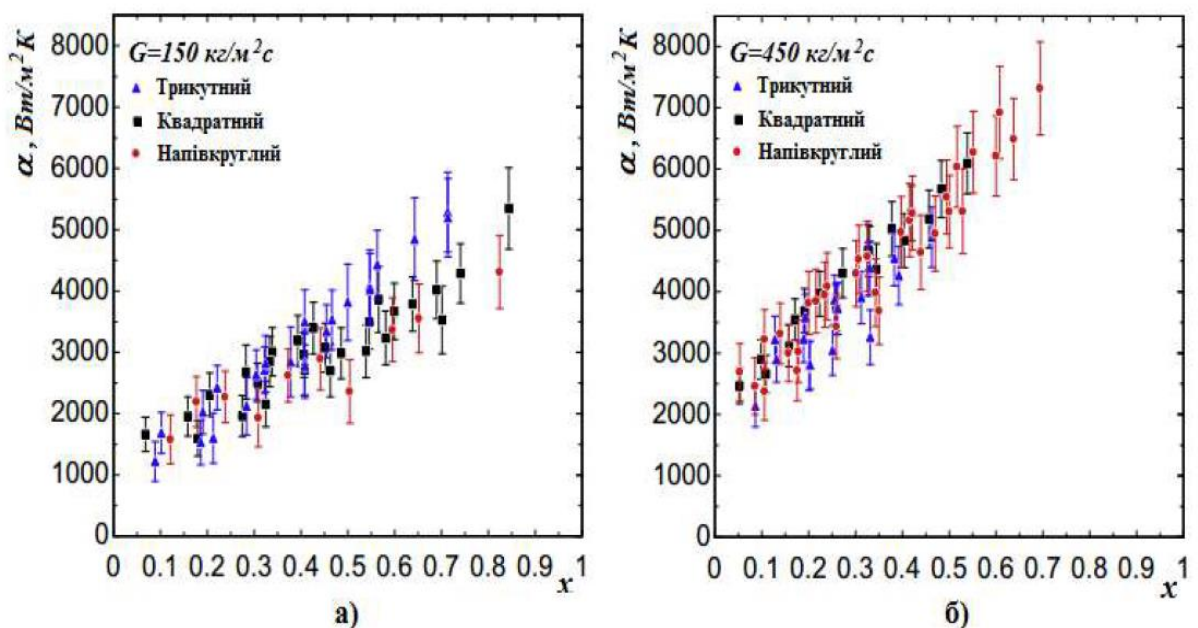
$$\frac{\alpha_{\text{оф}} d}{\lambda_p} = 25,084 \cdot \text{Re}_p^{0,258} \text{Pr}_p^{-0,495} \left( \frac{p_n}{p_{\text{кр}}} \right)^{-0,288} \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,266}. \quad (2.8)$$

Емпірична формула (2.8) запропонована для розрахунку локального коефіцієнта тепловіддачі при кільцевій та стратифіковано-кільцевій структурах двофазного потоку



таза наступними режимними параметрами: температура насичення  $t_n = 30\text{--}40^\circ\text{C}$ , масовий паровміст  $x = 0\text{--}1$ , масова швидкість  $G = 100 - 1300 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ . Результати експериментальних досліджень відрізнялись від значень, розрахованих за формулою (2.6), у межах  $\pm 25\%$ .

У роботі [53] автори досліджували тепловіддачу при конденсації R134a у квадратних, трикутних та напівкруглих паралельних мініканалах з гідравлічним діаметром  $d_h = 1 \text{ мм}$ . Дослідження проводилися за температурою насичення  $t_n = 350^\circ\text{C}$  та  $450^\circ\text{C}$ , масовою швидкістю потоку  $G$  від 75 до 4500  $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$ , масовим паровмістом  $x = 0,05 - 0,9$  та густиною теплового потоку від 23,5 до 40  $\text{кВт}/\text{м}^2$ . Отримані результати досліджень представлені на рис. 2.12. Встановлено, що масові швидкість потоку та паровміст мають значний вплив на процес конденсації навіть при малих масових швидкостях, тоді як тиск насичення, тепловий потік та форма каналу не мають значного впливу на теплообмін. Також, в роботі встановлено, що форма мініканалів не має суттєвого впливу на тепловіддачу.



а –  $G = 150 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ ;  $G = 800 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$

Рисунок 2.12 – Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від паровмісту  $x$  для холодоагенту R134a

У роботі виконано порівняння отриманих дослідних даних із розрахунками за кореляціями з робіт [45, 56], Дербі з співавторами [54] і Агарвал із співавторами [55]. Найкращу збіжність розрахункових значень із експериментом показала кореляція з роботи Шах [56] у межах від 20% до 30% для усіх мініканалів.

## 2.1 Висновки до розділу 2

Аналіз експериментальних досліджень різних авторів під час конденсації холодоагентів *R134a*, *R410A*, *R32* і *R290* (propane), *R22*, *R407C*, *R152a* та ін. свідчить про те, що існує суттєва розбіжність у значеннях експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі для кожного з холодоагентів у разі практично однакових масових швидкостей потоку і геометричних параметрах мініканалів.

Необхідно провести дослідження з метою покращення опису експериментальних даних різних авторів у разі конденсації багатьох холодоагентів у середині мініканалів із різною внутрішньою геометрією.

### 3 НАПІВЕМПІРИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ У МІНІКАНАЛАХ

#### 3.1. Обґрунтування удосконалення методів розрахунку теплообміну

Основними труднощами у разі використання теоретичних моделей стосовно розрахунку теплообміну під час конденсації робочих речовин є застосування їх у практичних інженерних розрахунках щодо проектування теплообмінних апаратів. Основною складовою у цьому процесі є інтерполяція теоретичних рішень. Тому, необхідність покращення конструкцій таких апаратів, які є складовими частинами випарних систем теплових опріснювальних установок, систем кондиціонування повітря, систем безпеки реакторів, нагрівачів силових установок, конденсаторів холодильних машин тощо, потребує простих напівемпіричних залежностей щодо інженерних розрахунків локального і середнього теплообміну у разі конденсації у середині гладких труб за кільцевого та проміжного режимів течії фаз. Такі методи розрахунку мають бути засновані на характері процесу плівкової конденсації, нових емпіричних даних, а також повинен бути обґрунтований діапазон застосування комплексів, які визначають процес теплообміну.

У загальній більшості наукових праць автори наводять список робіт із коротким описом і результатами досліджень, що цитуються, однак без їх критичного аналізу, а головне у цих оглядах немає обговорення обмежень у дослідженнях, недоліках запропонованих методів розрахунку і немає обґрунтувань для нових експериментів. У більшості оглядів автори порівнюють свої власні результати з результатами теоретичних і емпіричних методів розрахунку без обґрунтування їх вибору.

Отже, з'являється необхідність розробки нової залежності щодо розрахунку теплообміну під час конденсації у середині труб, яка ґрунтується на удосконаленні напівемпіричних виразів із використанням результатів теоретичних рішень для ламінарного турбулентного режимів течії плівки конденсату у разі впливу між фазного тертя.

Як зазначалося у розділі 6, вперше теоретичне рішення стосовно розрахунку тепловіддачі під час плівкової конденсації з урахуванням швидкості пари було запропоновано Нуссельтом [58], і у безрозмірній формі мало наступний вигляд:

$$Nu_f = 0.5(C_f Fr_l / Re_f)^{0.5}, \quad (3.1)$$

де  $Nu_f$  – число Нуссельта для плівки рідини;

$Fr_l$  – число Фруда для рідини;

$C_f$  – коефіцієнт тертя;

$Re_f$  – число Рейнольдса для плівки.

$$Nu_f = \alpha / \lambda_l (v_l^2 / g)^{2/3}, \quad (3.2)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\lambda_l$  – теплопровідність рідини, Вт/(м·К);

$\nu_l$  – кінематична в'язкість рідини, м<sup>2</sup>/с;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

Рівняння (3.1) використовується у багатьох працях під час визначення коефіцієнтів тепловіддачі у разі плівкової конденсації у середині труб. Основною проблемою у разі визначення  $Nu_f$  за формулою (3.1) є точність оцінки коефіцієнта тертя  $C_f$ .

У разі розрахунку тепловіддачі за ламінарною, перехідною і турбулентною течією конденсату у вертикальних і горизонтальних трубах під час кільцевого режиму течії фаз, існує декілька рішень. Зокрема, автори праць [59, 60-62] представили результати своїх рішень у безрозмірній формі :

$$Nu_f = f(\beta, Re_l, Pr_l). \quad (3.3)$$

де  $\beta$  – параметр, пов'язаний з напругою тертя;

$Re_l$  – число Рейнольдса для рідини;

$Pr_l$  – критерій Прандтля для рідини.

Теоретичні методи розрахунку теплообміну у разі турбулентної течії конденсату [59, 60-62] засновані на рівнянь руху і енергії для плівки з використанням різних моделей турбулентності.

Також, як і у випадку ламінарної течії плівки (3.1), для визначення  $Nu_f$  за (3.3) необхідно знати точне значення коефіцієнта тертя у двофазному потоці, який міститься у параметрі  $\beta$ , , що пов'язаний із міжфазним тертям. За низьких значень  $Re_l$  (менш ніж

200) і однакових значеннях параметра  $\beta$ , розрахунок числа  $Nu_f$  за (3.1) і (3.3) дає один і той же результат.

$$\beta = 0,5C_f Fr_l, \quad (3.4)$$

де  $C_f$  – коефіцієнт тертя;

$Fr_l$  – число Фруда.

У праці [63] вимірювались коефіцієнти тепловіддачі і втрати тиску під час конденсації  $R410A$ ,  $R32$ ,  $R134a$ ,  $R125$ ,  $R236ea$ . Автори отримали добре узгодження між експериментальними даними та теоретичним рішенням Коскі та Стауба [64]. Слід зазначити, що результати розрахунків за рішенням [64] також залежать від значень  $C_f$  і  $Re_l$ .

У працях [65, 66] показано важливість коректної оцінки впливу параметру двофазності потоку (множник  $\Phi_v^2$ ) і параметру відсмоктування пари  $q/rG$  на границі розділу фаз (множник  $\Phi_q$ ) на коефіцієнт тертя  $C_f$  і запропоновано метод щодо його розрахунку:

$$C_f = C_{f0} \Phi_v^2 \Phi_q, \quad (3.5)$$

де  $\Phi_v$  – параметр для визначення впливу двофазності конденсаційного потоку на напругу тертя;

$\Phi_q$  – параметр для визначення впливу теплового потоку на напругу тертя;  
 $C_{f0} = 0.079 / Re_v^{0.25}$  за  $Re_v < 10^5$  або  $C_{f0} = 0.046 / Re_v^{0.2}$  за  $Re_v \geq 10^5$ ;

$Re_v$  - число Рейнольдса для пари.

Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі, які розраховані за запропонованим методом із урахуванням впливу двофазності й відсмоктування пари, із експериментальними даними у разі конденсації пропілену, пропану, діметил етилу і ізобутану і  $FC-72$  наведено на рис. 3.1 і 3.2 відповідно. Із рис. 3.1 і 3.2 спостерігається добре узгодження експериментальних даних із розрахунком запропонованим методом у межах  $\pm 75\%$ .

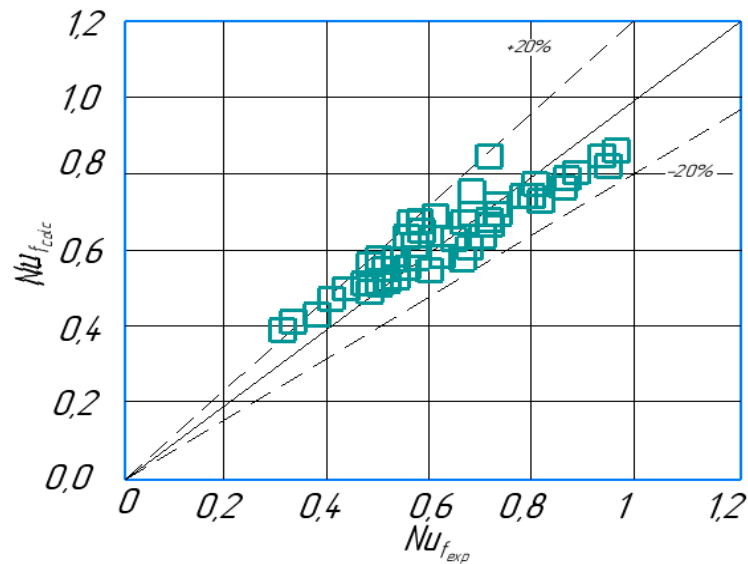


Рисунок 3.1 – Порівняння експериментальних даних (конденсації пропілену, пропану діметил етилу) із розрахунком за методом

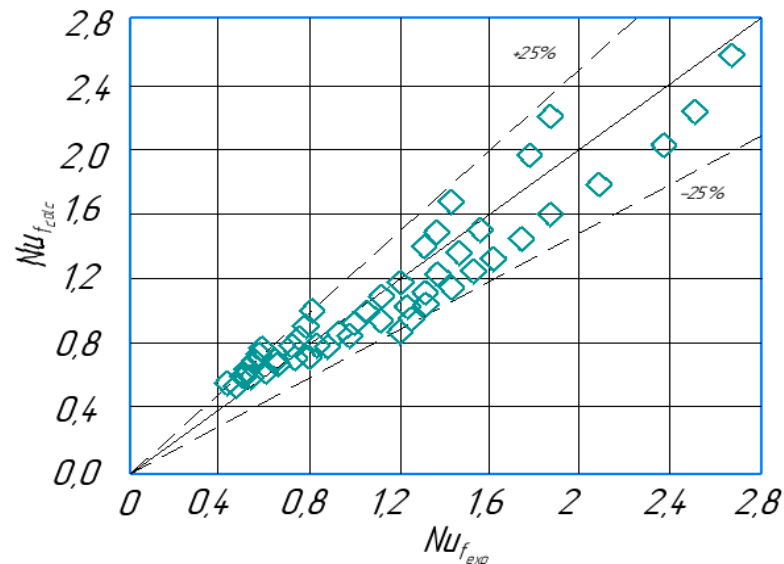


Рисунок 3.2 – Порівняння експериментальних даних (конденсації FC-72) із розрахунком за методом

У роботі Ананьева із співавторами [67] представлена гомогенна модель течії фаз під час конденсації у середині труб. За думкою авторів, вважається, що активне винесення конденсату відбувається у більшій частині труби у разі високої масової швидкості. Вважається, що потік пари і суміші конденсату є турбулентним і тому автори обмежили використання своєї моделі для випадку, коли  $Re_{10} > 5 \cdot 10^3$ . Прийнявши аналогію Рейнольдса, автори вважають, що теплообмін під час конденсації суміші повністю аналогічний конвективному теплообміну у разі турбулентної течії рідини у трубі, тобто

$Nu_d = \alpha d / \lambda_1 = 0.023 Re_{l_0}^{0.8} Pr_l^{0.43} d / \lambda_1$ . Двофазність потоку була урахована шляхом введення в цей вираз комплексу  $[1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.5}$ .

$$Nu_d = c Re_l^{0.8} Pr_l^{0.43} [1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.5}, \quad (3.6)$$

Як показано у роботі [68], рівняння (3.6) є одним із найбільш вдалих залежностей щодо узагальнення експериментальних даниху разі конденсації пари у середині горизонтальних і вертикальних труб у широкому діапазоні масової швидкості  $G$ , масового паровмісту  $x$  і фізичних властивостей робочих речовин. Рівняння (3.6) не працює у разі стратифікованого режиму течії фаз. Однак, до цього часу існує невелика кількість робіт, де залежність (3.4) використовувалась для порівняння з експериментами. У дисертації Рояла були подані графіки, де автор порівнював локальні коефіцієнти тепловіддачі під час конденсації пари у горизонтальній трубі  $d_i = 13,8$  мм і  $l = 3,5$  м із розрахунком за (3.5). Експерименти проводились за значеннями тиску пари, що були близькі до значень із [69]. Однак, значення локальних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_{exp}$  виявились нижчими на 30–30% за розрахункових значень  $\alpha_{calc}$  за (3.6). Розрахунки за (3.6) засвідчили невідповідність у 25 % і менш значень для холодоагенту R134a і від 35 до 50 % у разі конденсації R404a.

У праці Шах [70], запропоновано простий метод розрахунку тепловіддачі, у якому залежності для однофазної конвекції у турбулентному потоці рідини у трубах коригуються функцією , що включає у себе масовий паровміст  $x$  і знижений тиск  $p_r$ :

$$\alpha = \alpha_c \Psi, \quad (3.7)$$

де  $\Psi$  - однофазна конвекції у турбулентному потоці рідини.

$$\Psi = (1 - x)^{0.8} + 3.8x^{0.76}(1 - x)^{0.04} / Pr^{0.38} \quad (3.8)$$

В [56] Шах запропонував наступну залежність, у яку увів новий комплекс  $(\mu_l / 14\mu_v)^n$ :

$$\alpha_l = \alpha_c (\mu_l / 14\mu_v)^n \Psi, \quad (3.9)$$

де  $n = 0.0058 + 0.0557 p_r$ .

У табл. 3.1 показано порівняння поправних комплексів із (3.6) і (3.9) у разі конденсації пари, метану, ізобутану, R22 і R245fa. Як видно з табл. 3.1, значення поправних комплексів практично однакові, розбіжність у межах  $\pm 25\%$ .

Таблиця 3.1 - Порівняння поправних комплексів із (3.6) і (3.9)

Робоча речовина	$\frac{t_s}{p_r}$	$\frac{G}{x}$	$\frac{Re_{l_0}}{Pr_l}$	$(\mu_l / 14\mu_v)^n \Psi$	$[1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.5}$
Пара	$\frac{189.1}{0.0557}$	$\frac{213}{0.84}$	$\frac{19395}{0.95}$	9.36	10.85
		$\frac{405}{0.55}$	$\frac{48322}{0.95}$	7.42	8.8
Метан	$\frac{-107.3}{0.4348}$	$\frac{200}{0.87}$	$\frac{19342}{1.9}$	3.61	2.95
		$\frac{200}{0.54}$		2.96	2.4
R22	$\frac{43.5}{0.3352}$	$\frac{226}{0.88}$	$\frac{28907}{2.4}$	4.65	3.68
	$\frac{45.5}{0.3515}$	$\frac{28}{0.55}$	$\frac{3669}{2.4}$	3.7	2.89
Ізобутан	$\frac{40}{0.1459}$	$\frac{200}{0.82}$	$\frac{13725}{3.9}$	6.68	5.66
		$\frac{100}{0.5}$	$\frac{6863}{3.9}$	5.18	4.46
R245fa	$\frac{50}{0.0940}$	$\frac{300}{0.95}$	$\frac{7750}{5.2}$	8.37	7.92
		$\frac{50}{0.5}$	$\frac{12917}{5.2}$	6.11	5.79

Однак, для розрахунку тепловіддачі краще використовувати залежність (3.6), на відміну від формули (3.9), так як (3.6) має теоретичне обґрунтування і більш чіткий діапазон застосування. Третя відома напівемпірична залежність стосовно розрахунку тепловіддачі під час конденсації у середині горизонтальної труби запропоновано у роботі Тома із співавторами [71]:



$$Nu_d = 0.0039 f_i Re_{\delta}^{0.7} Pr_l^{0.5}, \quad (3.10)$$

$$Nu_d = \frac{\alpha \delta}{\lambda_l}. \quad (3.11)$$

$$Re_{\delta} = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_l}. \quad (3.12)$$

$$f_i = 1 + (w_v / w_l)^{0.5} \left[ (\rho_l - \rho_v) g \delta^2 / \sigma \right]^{0.25}, \quad (3.13)$$

де  $w_v, w_l$  – швидкість пари і рідини відповідно, м/с;

$\rho_l, \rho_v$  – густина рідини і пари відповідно, кг/м<sup>3</sup>;

$\delta$  – товщина плівки конденсату, м;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;

Правомірність введення множника  $f_i$  у (3.10) не підтверджена будь-якими експериментальними даними. Рівняння (3.10) дає хорошу збіжність із деякими експериментальними даними у разі кільцевого і проміжного режимах течії.

Рівняння (3.10) стосовно кільцевого режиму течії може бути представлено у вигляді  $Nu_f = f(\beta, Re_l, Pr_l)$ . Товщина плівки конденсату у разі кільцевого режиму течії визначається за:

$$\delta = d(1-\varepsilon) / 4, \quad (3.14)$$

де  $\varepsilon$  – об'ємний паровміст.

Товщина плівки конденсату пов'язана з безрозмірною товщиною наступним чином:

$$\delta = \delta^+ v_l (\tau_w / \rho_l)^{0.5}, \quad (3.15)$$

де  $\tau_w$  – міжфазне тертя.

У випадку, якщо  $Re_l > 1125$  (турбулентний режим течії), безрозмірна товщина розраховується за:

$$\delta^+ = 0,095 \text{Re}_l^{0.812}, \quad (3.16)$$

$$\tau_w = 0.5 C_f \rho_v w_v^2, \quad (3.17)$$

де  $w_v$  - швидкість пари, м/с.

Таким чином залежність (3.10), із урахуванням (3.14) – (3.17) набуває наступний вигляд:

$$Nu = c_{new} f_i (0.5 C_f Fr_l)^{0.5} \text{Re}_l^{-0.07} \text{Pr}_l^{0.5}, \quad (3.18)$$

Розрахунки функції  $f_i$  за експериментальними значеннями для пари [24], холодоагентів R22, R32, R134a, R236ea, R410a, вуглеводневих холодоагентів і діметил етилу, а також діоксиду вуглецю показали, що  $f_i$  змінюється від 1,5 до 2,0. Приймаючи середнє значення  $f_i = 1,75$ , можна отримати наступну залежність

$$Nu = 1.75 c_{new} f_i (0.5 C_f Fr_l)^{0.5} \text{Re}_l^{-0.07} \text{Pr}_l^{0.5}, \quad (3.19)$$

яка узагальнює результати з [59, 61, 62].

Рівняння (3.19) також використовувалось у разі обробці експериментальних даних щодо конденсації пари у вертикальній трубі і у середині горизонтальної труби. Недолік залежностей (3.10) і (3.19) пояснюється постійним ступенем чисел  $Fr_l$ ,  $Re_l$  і  $Pr_l$  незалежно від їх чисельних значень.

Метод [71] (3.10) часто використовується дослідниками для порівняння з різними експериментами. На відміну від залежності (3.6), формула (3.10) використовується для кільцевого і проміжного режимів течії фаз (у разі існування впливу міжфазного тертя), а також під час стратифікованого режиму течії фаз.

Існує хороша збіжність (похибка  $\sim 20\%$ ) між експериментами під час конденсації діоксиду вуглецю у середині горизонтальної труби  $d_i = 3,42$  мм і  $l = 3,5$  м за  $G = 200-800$  кг/(м<sup>2</sup>с) із розрахунками за (3.10). У роботі Далкілік [72] показано, що існує розбіжність до 172% між експериментальними даними  $\alpha_{exp}$  у разі конденсації діоксиду вуглецю у середині горизонтальної труби  $d_i = 5,15$  мм за  $G = 600-1000$  кг/(м<sup>2</sup>с) із розрахунковими даними  $\alpha_{calc}$  за (3.8).

У роботі [71] експериментальні дані порівнюються з розрахунком за (3.10) для двох випадків: по-перше, без урахування впливу хвиль - параметр  $fi$  у (3.10); по-друге, коли ураховується параметр  $fi$ .

### 3.2. Обґрунтування граничних величин напівемпіричної моделі

З таблиць дослідних даних під час конденсації водяної пари виходить, що у всіх дослідках за всіх  $G$  і  $x$ , комплекс  $Re_l^{0.8} [1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.5} > 10^4$ , а число  $Re_l > 3000$ . Це означає, що у всіх експериментах майже за всією довжиною труби мало місце турбулентна течія пара і рідини. На рис. 3.3 для труби  $d_3 = 10, 13$  і  $17$  мм і  $l = 2,5$  м наведено порівняння експериментальних даних  $\alpha_{exp}$  із [73] за  $x=(x_1+x_2)/2$  із розрахунками за формулою (3.6). Видно, що ця залежність дає добре узгодження з експериментом. На цьому ж рис. 3.3 наведено дані під час конденсації водяної пари у середині вертикальної труби довжиною  $l = 1500$  мм і  $d_i = 10$  мм за різними значеннями тиску пари  $P = 0.79, 2.94, 4.9$  і  $6.86$  МПа, коли параметр  $\beta > 10$  і комплекс  $Re_l^{0.8} [1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.5} > 5000$ . У цій області зміни параметрів, дослідні дані добре збігаються з формулами як для локальної, так і для середньої тепловіддачі у разі значень масового паровмісту  $x \geq 0,5$ .

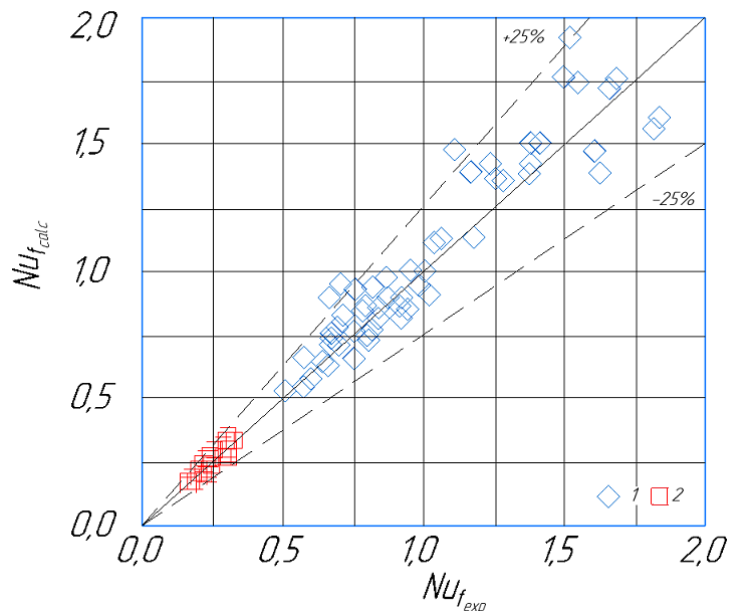


Рисунок 3.3 – Порівняння даних [73] із розрахунком за формулою (3.6)

На рис. 3.4 наведено порівняння експериментальних даних із праці [74] під конденсації холодоагентів R22, R134a, R236, R125, R32, R410 із розрахунком формулою (3.4). Також на цьому графіку приведено дані по холодоагентам R245fa із роботи [75].

Розбіжність між дослідним  $\alpha_{exp}$  і розрахунковими  $\alpha_{calc}$  спостерігається, коли комплекс  $Re_l^{0.8} [1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.5} < 4000$ .

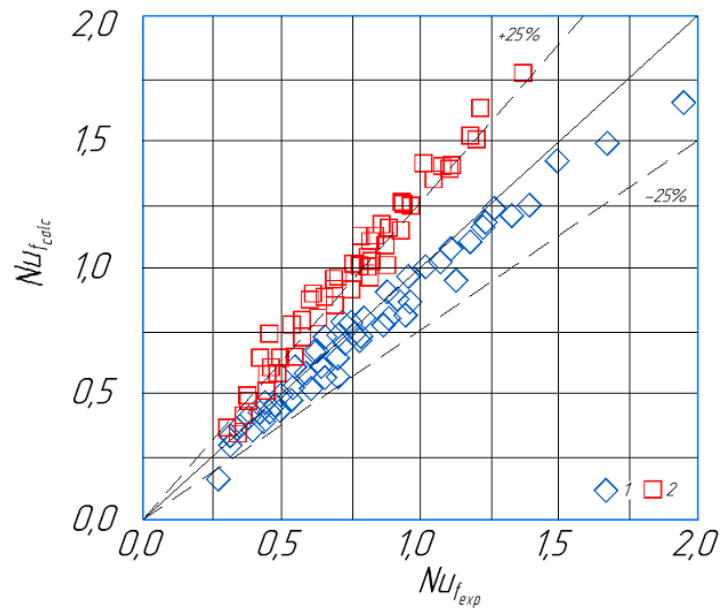


Рисунок 3.4 – Порівняння даних [74] і [75] із розрахунком за формулою (3.6)

Порівняння дослідних даних із праці [76] щодо конденсації пропану, ізобутану, пропілену, дім етил етилу у середині труби  $d_i = 8,8$  мм і даних з роботи [77] під час конденсації діоксину вуглецю у середині гладкої труби  $d_i = 6,52$  мм наведено на рис. 3.6. Отже, аналіз розрахунків (рис. 3.3 - 3.5) показує, що розбіжність експериментальних  $\alpha_{exp}$  і розрахункових величин  $\alpha_{calc}$  досягає більше 25 %, коли комплекс  $Re_l^{0.8} [1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.5} < 4000$  і параметр  $\beta < 5$ .

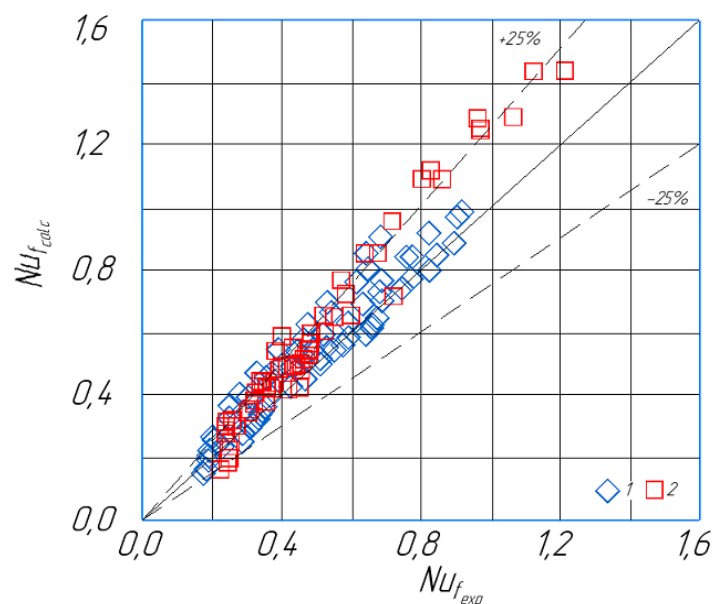


Рисунок 3.5 – Порівняння даних [76] і [77] із розрахунком за формулою (3.6)

### 3.3. Нова напівемпірична залежність розрахунку теплообміну

Аналіз робіт, де експериментальні дані під час конденсації у середині труб порівнювалися з різними методами розрахунку, показав велику різницю між результатами різних авторів у разі використання одних і тих же виразів стосовно розрахунку тепловіддачі для усіх видів речовин. Розбіжності в однакових методах розрахунку для одних і тих же холодоагентів становлять 100% і більше.

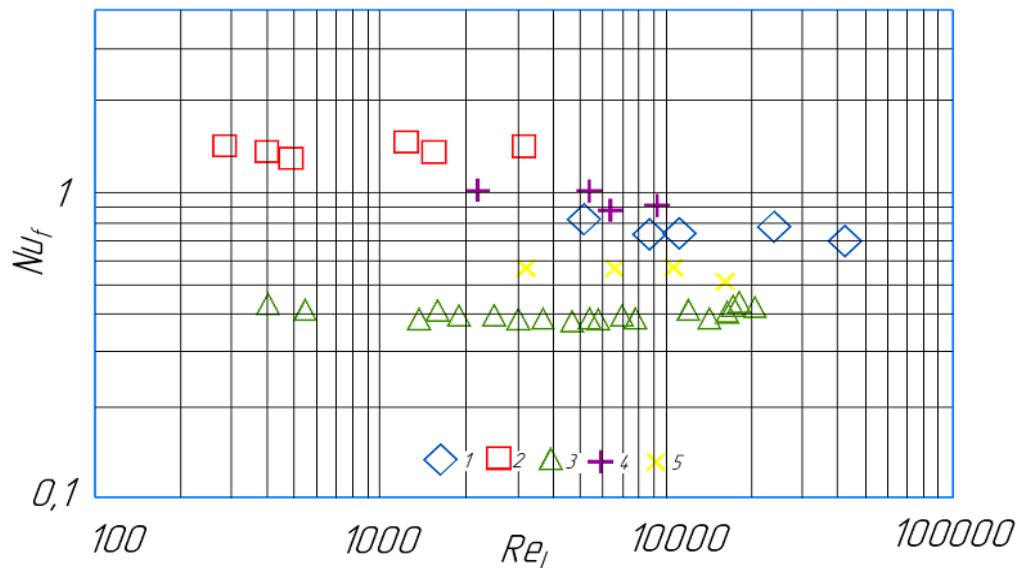
У разі використання теоретичних рішень, основною причиною досягнення різних результатів може бути у першу чергу використання різних методів розрахунку коефіцієнта тертя  $C_f$ . У цьому випадку дуже важливо знати діапазон застосування для того чи іншого виразу, щоб порівняти їх із теоретичними рішеннями, а також із експериментальними залежностями. Багато напівемпіричних залежностей було отриманому у невеликому діапазоні змін масової швидкості  $G$ , масового паровмісту  $x$  і фізичних властивостей речовин. З цієї причини напівемпіричні залежності можуть бути використані тільки в умовах, що близькі до експериментальних.

Теорія плівковою конденсації за наявності впливу швидкості пари на процес [61] показує, що число Нуссельта є функцією трьох параметрів  $\beta$ ,  $Re_l$ ,  $Pr_l$ . Як видно з [61], у залежності від величини кожного з цих параметрів, ця теорія передбачає різну ступінь їх впливу на теплообмін. Наприклад, у області ламінарного і ламінарно-хвильового потоку плівки, вплив  $Pr_l$  на  $Nu_f$  зменшується разом із зменшенням  $Re_l$  аж до повної відсутності. Точність оцінки  $Nu_f$  у області впливу  $\beta$  залежить від точності визначення коефіцієнта тертя  $C_f$ . До сих пір немає конкретної методики розрахунку  $C_f$ . Так, у праці [78] було розглянуто більш ніж 20 формул щодо розрахунку втрат коефіцієнта тертя  $C_f$ , однак, жодна з них не має достатньої збіжності (у межах  $\pm 75\%$ ) у порівнянні з експериментами.

Автори праці [79] виконали вимірювання локальних коефіцієнтів тепловіддачі у разі конденсації водяної пари за  $P = 0,1$  МПа у середині вертикального каналу. Результати досліджень у роботі узагальнені залежностями у вигляді  $Nu_f = f(Fr_l, Re_l, Pr_l)$ , які є близькими до результатів теорії [88, 92, 93], однак автори не включили у них параметр  $\beta$ .

Аналіз теорії [61] показав, що за  $\beta > 10$  (у разі впливу швидкості пари на теплообмін) і значень числа  $Pr_l = 1-5$  при зміні  $Re_l$  від  $8 \cdot 10^2$  до  $2 \cdot 10^4$ , впливом  $Re_l$  на  $Nu_f$  можна зневажити.

На рис. 3.6 показано вплив  $Re_l$  на  $Nu_f$  у разі постійних значень  $Pr_l$  і  $\beta$ , який заснований на експериментальних даних різних авторів.



1 – дані для водяної пари за  $Pr_l=0.95$ ,  $\beta=150$ ; 2 – FC-72 за  $Pr_l = 8.2$ ,  $\beta = 40$ ; 3 – R22, і CO<sub>2</sub> за  $Pr_l = 2.4$ ,  $\beta=10$ ; 4 – CO<sub>2</sub> за  $Pr_l = 2.4$ ,  $\beta = 100$ ; 5 – водяна пара за  $Pr_l = 0.95$ ,  $\beta = 100$

Рисунок 3.6 – Вплив  $Re_l$  на  $Nu_f$  у разі постійних значень  $Pr_l$  і  $\beta$

Як видно з рис. 3.6, невелике зменшення  $Nu_f$  разом із зростанням  $Re_l$  відбувається тільки за високої швидкості пари (параметр  $\beta$  більш ніж 100).

Границі змін  $Re_l$  від  $8 \cdot 10^2$  до  $2 \cdot 10^4$  є типовими для усіх холодоагентів (R22, R134a, R125, R32, R410a), гідрокарбонів (діметилетил, пропилен, пропан, ізобутан) і діоксиду вуглецю за  $G$  від 200 до 800 кг/(м<sup>2</sup>·с) і параметра  $\beta$  більш ніж 10. Ці особливості теоретичних розрахунків [61] стали основою для узагальнення експериментальних даних по локальним коефіцієнтам тепловіддачі, що були взяті з багатьох праць під час конденсації речовин у середині як вертикальних, так і горизонтальних труб, за формулою  $Nu_f = f(Fr_l, Pr_l)$ .

Відсутність коефіцієнта тертя  $C_f$  у цій залежності (він використовується у теоретичних рішеннях [59, 61] для визначення параметра  $\beta = C_f (Fr_l / 2)$  пояснюється наступним чином. Величина  $Fr_l$  збільшується пропорційно швидкості пари  $w_v^2$  і значення коефіцієнта тертя  $C_f$  у цьому випадку, якщо не урахувати впливу відсмоктування  $q/rG$ , зменшується пропорційно  $w_v^{0.2-0.25}$  у залежності від  $Re_v$ . З цієї причини вплив швидкості пари на  $Fr_l$  набагато більший, ніж вплив швидкості пари на коефіцієнт тертя.

Нами були узагальнені дані [63] під час конденсації фреонів R22, R134a, R125, R32, R410A, [75] - конденсація R245fa, NOVEC649, HFE-7000 (рис. 3.7), [76] - конденсація гідрокарбонів, [77] - конденсація діоксиду вуглецю (рис. 3.8) у

горизонтальних трубах, а також дані у разі конденсації водяної пари у горизонтальній трубі і у вертикальних трубах [80] і [81] (рис. 3.9). Із усіх дослідів зазначених авторів були оброблені дані за таких величин масових швидкостей  $G$  і паровмісту  $x$ , коли відповідно до рекомендації з праці [71], спостерігалися кільцевий або проміжний режими течії фаз. Зазвичай це відбувається за  $\beta > 10$  і коли  $Fr_l > 500$ .

Дані на рис. 3.7, 3.8 і 3.9 відповідно узагальнюються залежностями:

$$Nu_f = 0.017 Fr_l^{0.3433} Pr_l^{0.43}, \quad (3.20)$$

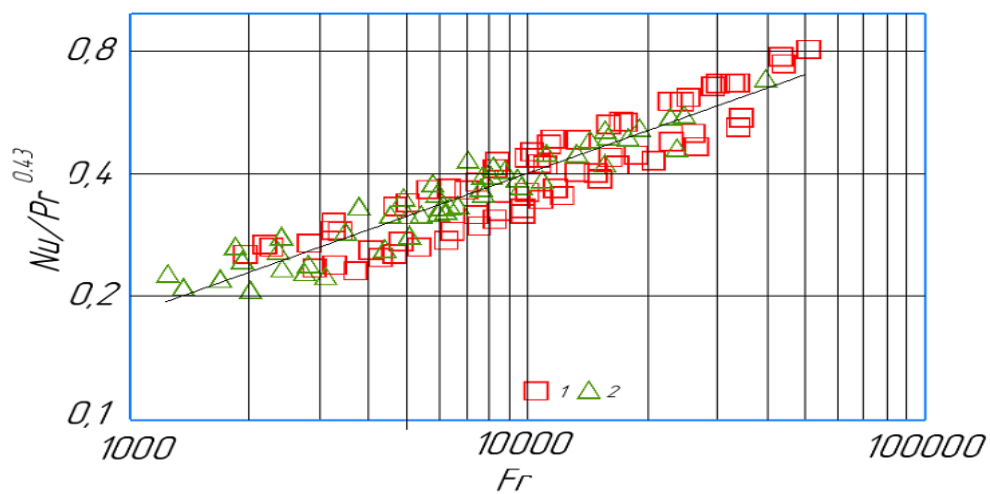
під час конденсації холодоагентів R22, R134a, R125, R32, R410A [74] і R245fa, NOVEC649, HFE-9000 [75], достовірність апроксимації  $R^2=0.8682$ ,

$$Nu_f = 0.0151 Fr_l^{0.3511} Pr_l^{0.43}, \quad (3.21)$$

у разі конденсації гідрокарбонів [7677] і діоксину вуглецю [96], достовірність апроксимації  $R^2=0.9254$ ,

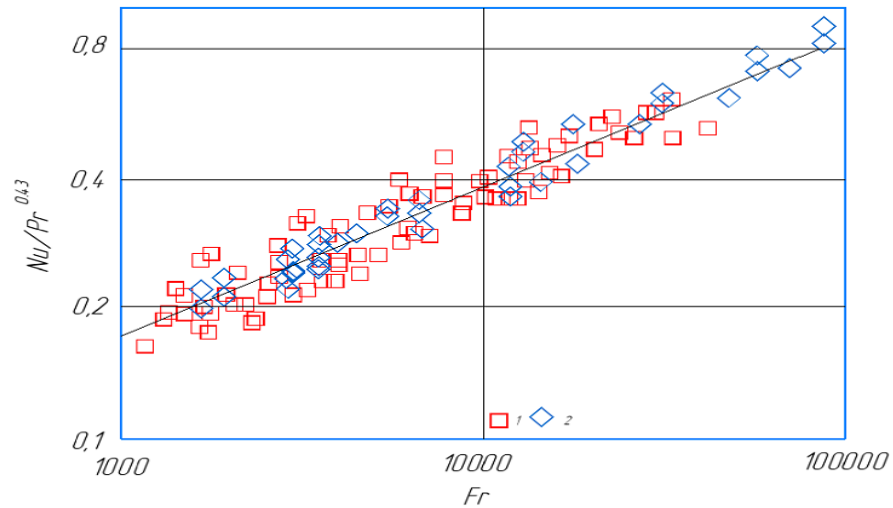
$$Nu_f = 0.0156 Fr_l^{0.3636} Pr_l^{0.43}, \quad (3.22)$$

під час конденсації водяної пари у горизонтальній трубі [73] і у вертикальних трубах [80] і [81], достовірність апроксимації  $R^2=0.962$ .



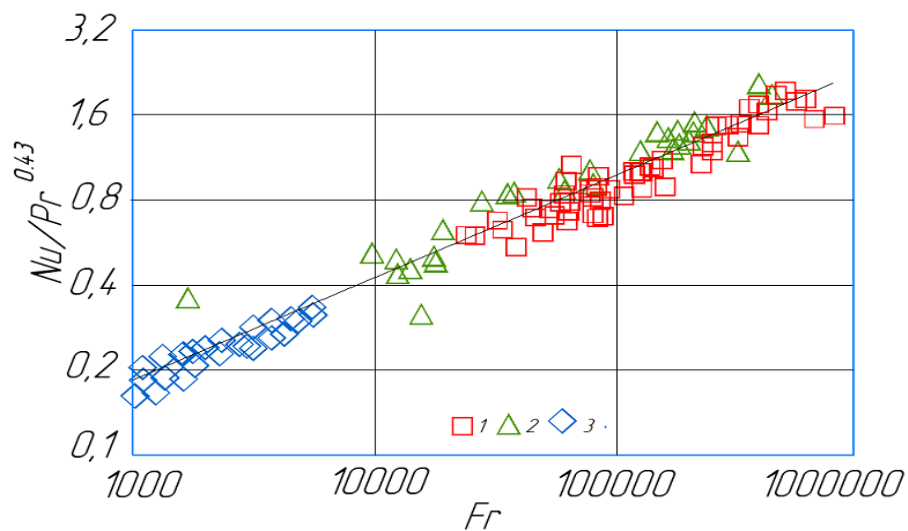
1 – [74]; 2 – [75]

Рисунок 3.7 – Узагальнення даних за залежністю  $Nu_f / Pr_l^{0.43} = 0.017 Fr_l^{0.3433}$ ,  $R^2=0.8682$ .



1 – [76]; 2 – [77].

Рисунок 3.8 – Узагальнення даних за залежністю  $Nu_f / Pr_l^{0.43} = 0.0151 Fr_l^{0.3511}$ ,  $R^2=0.9254$ .



1 – [73]; 2 – [81]; 3 – [80]

Рисунок 3.9 – Узагальнення даних за залежністю  $Nu_f / Pr_l^{0.43} = 0.0156 Fr_l^{0.3636}$ ,  $R^2=0.9254$

Як видно з формул (3.20)–(3.22), показники ступеню за  $Fr$  і стали відрізняються незначно. У зв'язку з цим на рис. 3.10 представлено узагальнення дослідних даних різних авторів єдиною формулою:

$$Nu_f = 0.0144 Fr_l^{0.36} Pr_l^{0.43}, \quad (3.23)$$

достовірність апроксимації  $R^2=0.9574$ .



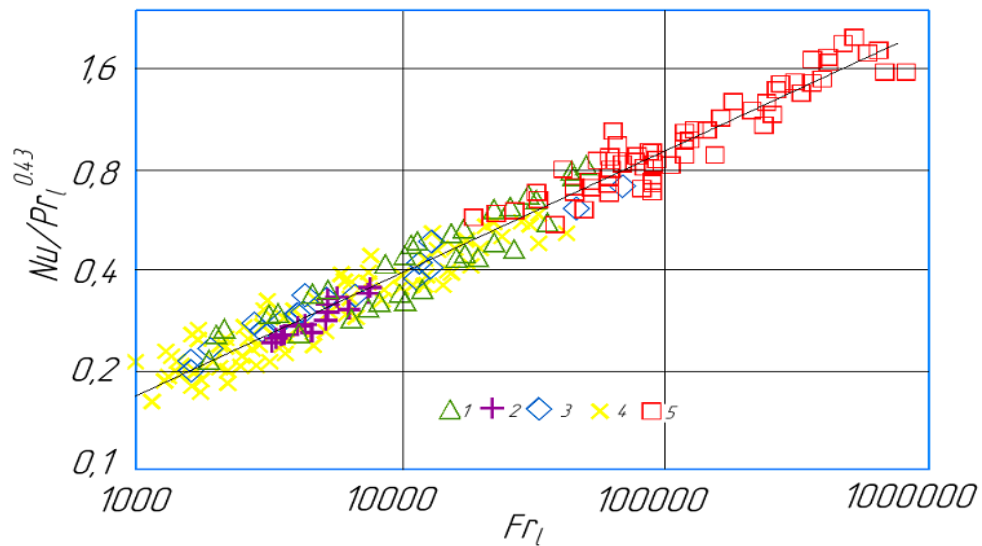
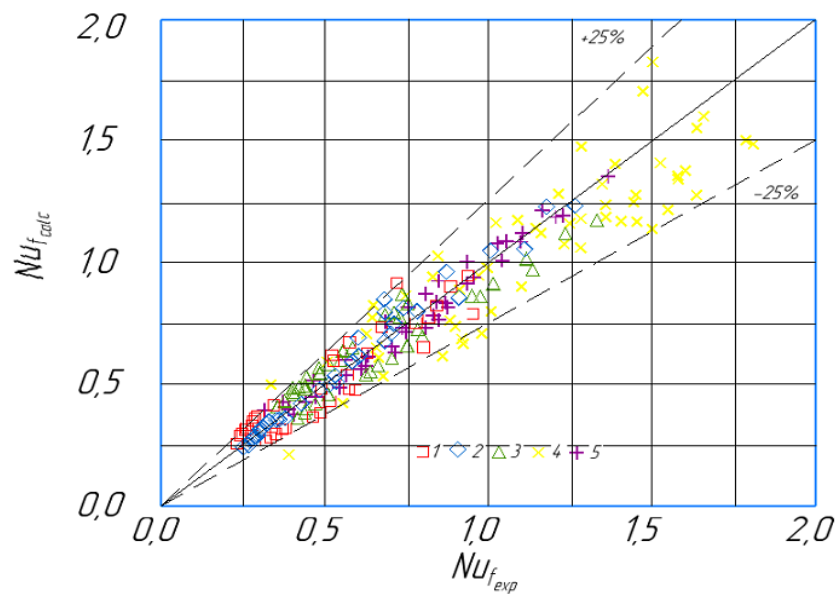


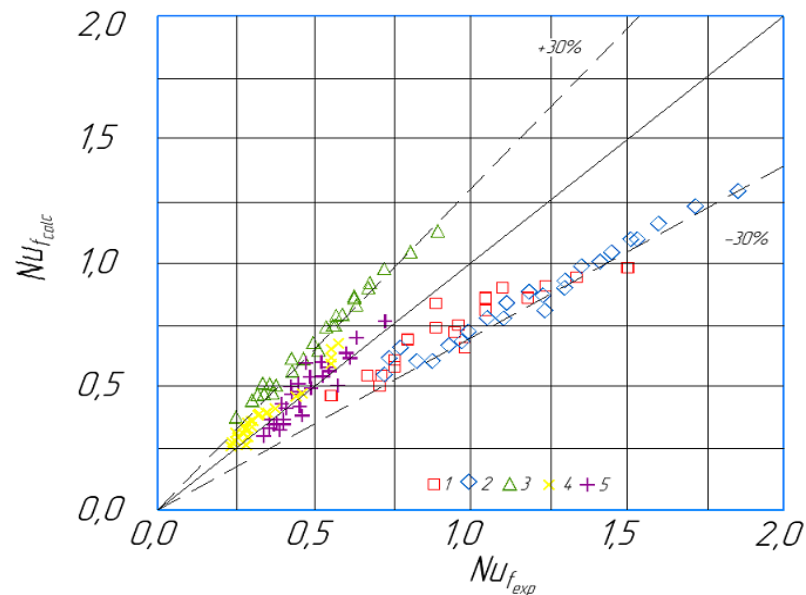
Рисунок 3.10 – Апроксимація експериментальних даних різних авторів у вигляді  $Nu_f = Fr_l Pr_l$ .

У роботі виконано порівняння розрахунків за запропонованим методом із результатами експериментальних досліджень із праць [76], [77], [63], [73], [81] і [75]. Як видно з рис. 3.11, нова залежність (3.17) узагальнює усі дослідні дані з похибкою менше  $\pm 25\%$ .



1 – [76]; 2 – [77]; 3 – [63]; 4 – [73, 81]; 5 – [75]

Рисунок 3.11 – Порівняння розрахунків за запропонованим методом із експериментальними коефіцієнтами тепловіддачі з праць.



1 – [72]; 2 – [89]; 3 – [78]; 4 – [83]; 5 – [84]

Рисунок 3.12 – Застосування нового методу за різними експериментальними даними.

Для підтвердження точності нового методу, проведена його верифікація експериментальними даними із наступних робіт: конденсація холодоагенту  $R134a$  (вертикальна труба) [72], спеціалізована речовина  $FC-72$  [85], пропан [78], метан [83] і діоксид вуглецю [84]. Результати такого порівняння наведено на рис. 3.12.

Аналіз рис. 3.12 свідчить, що розроблений метод розрахунку із точністю до  $\pm 70\%$  узагальнює усі експериментальні дані при кільцевому режиму течії фаз.

Результати наведених досліджень були опубліковані у працях [86-89].

### 3.4. Застосування нової моделі розрахунку теплообміну під час конденсації у мініканалах

Застосування мініканалів і трубок малих діаметрів є одним із способів інтенсифікації теплообміну у разі фазових перетворень та робить впровадження мініканалів перспективним напрямом у створенні сучасних мініканальних конденсаторів холодильних агрегатів та автомобільних систем кондиціонування повітря. Перш за все, це пов'язано з тим, що у разі зменшення поперечного розміру каналу обернено пропорційно збільшується відношення поверхні до об'єму каналу. Використання мініканальних систем призводить до забезпечення високого рівня міцності апаратів, підвищення інтенсивності теплообміну та дозволяє зменшити кількість холодоагенту в них.

На даний час існує небагата кількість наукових досліджень щодо процесів конденсації у середині мініканалів стосовно впливу гідравлічного діаметра каналу на втрати тиску, тепловіддачу та на режими течії фаз. У цих працях розгляд процесів теплообміну під час конденсації робочих речовин у мініканалах виявився дуже суперечливим. Слід додати, що у своїй більшості, дослідження процесу конденсації у середині мініканалів стосується в основному холодоагентів.

Необхідно додати, що у висновках праць Парк із співавторами [32], Янь і Лін [35], Бохдал із співавторами [51] щодо дослідження конденсації холодоагентів у мініканалах стверджується, що впродовж змінювання всього діапазону масового паровмісту коефіцієнти тепловіддачі для труби малого діаметра перевищують дані для труби зі звичайним діаметром приблизно на  $\pm 10\text{--}25\%$ . За думкою авторів це означає, що у разі зменшення діаметра труби ( $d < 3$  мм) у мініканалах відбуваються незначні зміни характеристик та структури потоку.

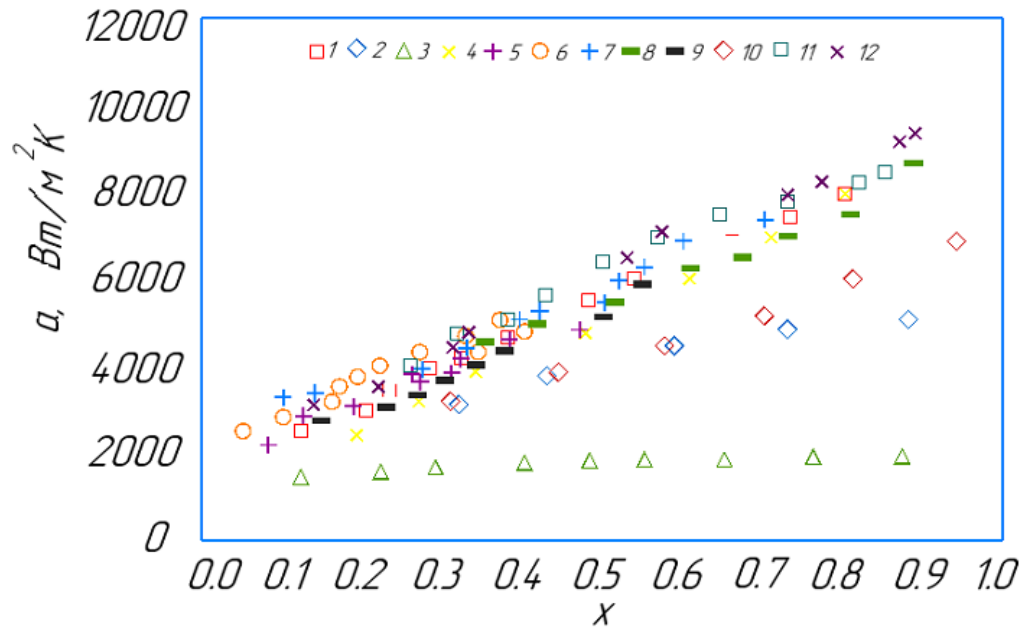
Отже, під час конденсації у середині мініканалів на окремих ділянках довжини каналів і запевних значень паровмісту, величини коефіцієнтів тепловіддачі змінюються незначною мірою, а тому у зазначених областях мають місце близькі режими течії конденсаційного потоку.

Слід зазначити, що істотний внесок у інтенсифікацію процесу теплообміну у разі конденсації в міні каналах вносить поверхневий натяг конденсату, що створює поперечний градієнт тиску у плівці конденсату. Це проявляється у більшій мірі у каналах із квадратним і трикутним перерізом, де інтенсивність теплообміну при конденсації більш ніж на 20 % вище, ніж у круглих каналах. Вплив поверхневого натягу призводить до перетікання конденсату в напрямку кутів і робить шар плівки більш тонким уздовж сторін каналу, що призводить до зростання інтенсивності тепловіддачі.

Нами у графічному вигляді було проведено порівняння результатів експериментальних досліджень різних авторів у разі конденсації різних холодоагентів у середині мініканалів за майже однаковими режимними параметрами й геометричними розмірами, у круглих та квадратних мініканалах тощо.

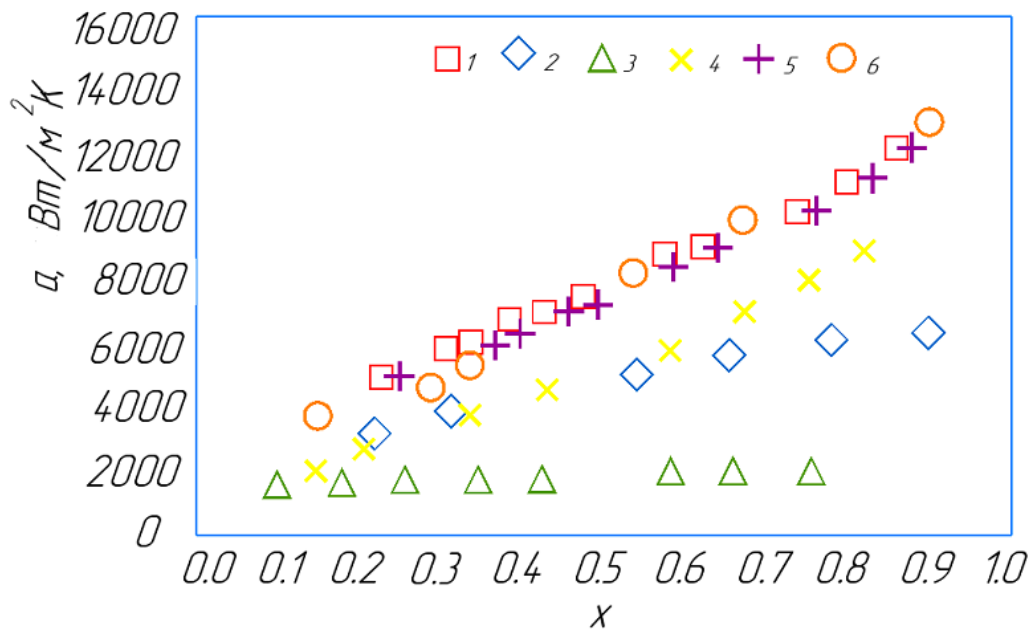
Порівняння результатів досліджень процесу конденсації холодоагенту  $R134a$  у середині мініканалів у залежності масового паровмісту за різними масовими швидкостями потоку  $G = 350\text{--}400, 534\text{--}600$  і  $652\text{--}810$   $\text{кг/м}^2\text{с}$  та за зіставним гідравлічним діаметром  $d_h \approx 1,0$  мм за результатами праць Матковіка [28] ( $d_h = 0,96$  мм), Бохдала із співавторами [51] ( $d_h = 0,98$  мм), Сакаматапана із співавторами ( $d_h = 1,1$  мм), Бандхауера [45] ( $d_h = 0,761$  мм), Дерби [53] ( $d_h = 1,0$  мм), Бортолато [90] ( $d_h = 1,23$  мм), Ріва із

співавторами [91] ( $d_h = 1,0$  мм), Лі із співавторами [92] ( $d_h = 0,86$  мм), Лопеза [47] ( $d_h = 1,16$  мм), Шіна і Кіма [31] ( $d_h = 0,69$  мм) наведено на рис. 3.13 – 3.15.



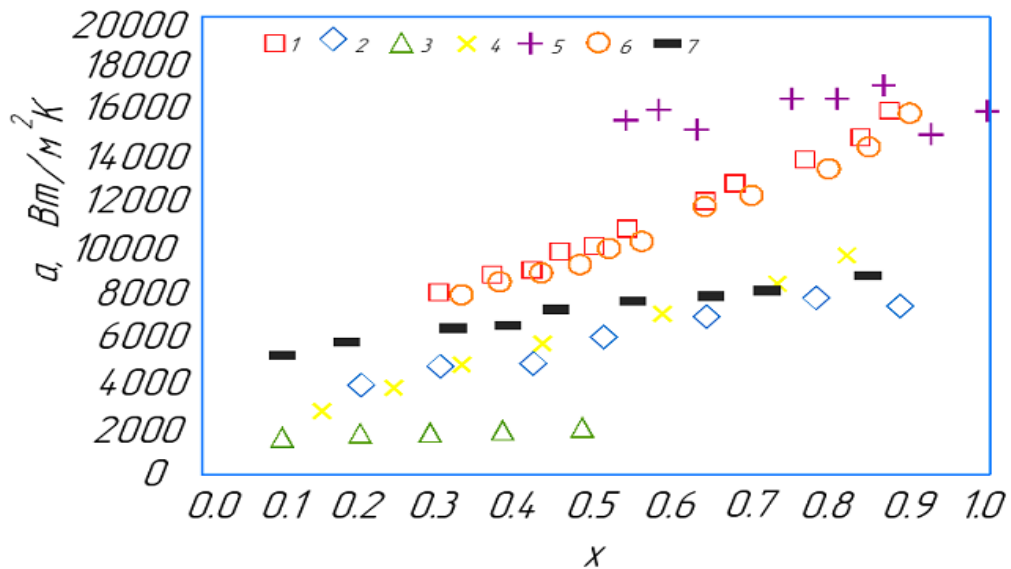
1 – [28]; 2 – [51]; 3 – [89]; 4 – [45]; 5, 6, 7 – [53] (трикутний, квадратний і напівкруглий канали відповідно); 8 – [90]; 9 – [91]; 10 – [92]; 11 – [47]; 12 – [31]

Рисунок 3.13 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R134a у середині мініканалів за  $G = 350\text{--}450$  кг/м<sup>2</sup>с і  $d_h \approx 1,0$  мм.



1 – [28]; 2 – [51]; 3 – [89]; 4 – [45]; 5 – [91]; 6 – [31]

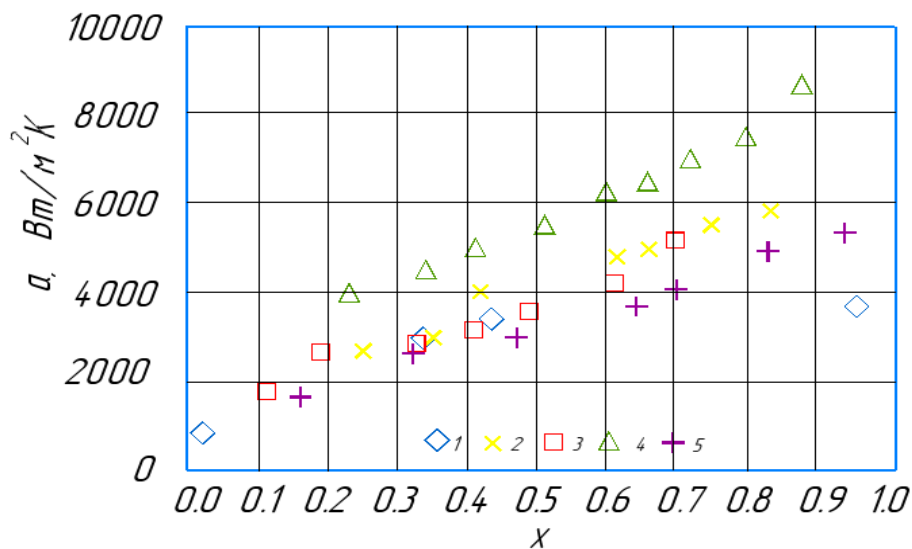
Рисунок 3.14 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R134a за  $G = 534\text{--}600$  кг/м<sup>2</sup>с і  $d_h \approx 1,0$  мм.



1 – [28]; 2 – [51]; 3 – [89]; 4 – [45]; 5 – [43]; 6 – [91], 7 – [47]

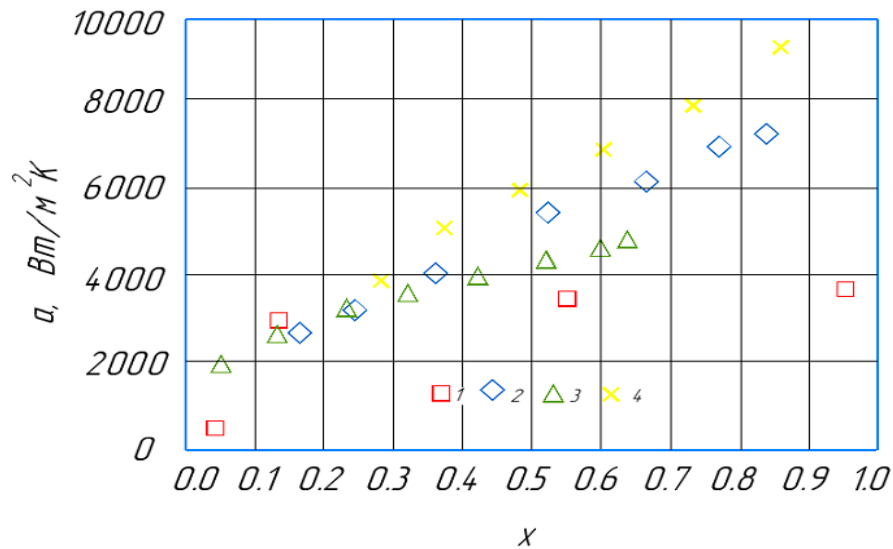
Рисунок 3.15 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R134a у середині мініканалів за  $G = 652\text{--}810 \text{ кг/м}^2\text{с}$  і  $d_h \approx 1,0\text{мм}$ .

Порівняння результатів досліджень процесу конденсації холодоагенту R134a у середині мініканалів у залежності масового паровмісту за різними масовими швидкостями потоку  $G = 36\text{--}450$  і  $541\text{--}650 \text{ кг/м}^2\text{с}$  та зі зіставним гідравлічним діаметром  $d_h$  ( $d_h = 1,5\text{мм}$ ) за результатами праць Бохдала із співавторами [167] ( $d_h = 1,4 \text{ мм}$ ), Бандхауера [161] ( $d_h = 1,524 \text{ мм}$ ), Ванга із співавторами [151] ( $d_h = 1,46 \text{ мм}$ ), Бортолато [270] ( $d_h = 1,23$ ), Яна і Ліна [152] ( $d_h = 1,77 \text{ мм}$ ), Сона і Оха [283] ( $d_h = 1,524 \text{ мм}$ ) наведено на рис. 3.16 і 3.17.



1 – [51]; 2 – [45]; 3 – [34]; 4 – [90]; 5 – [35]

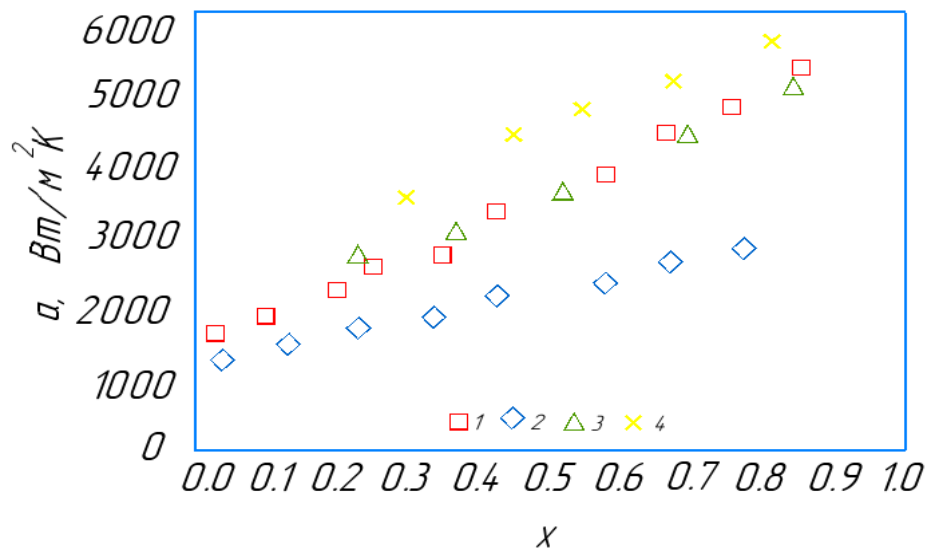
Рисунок 3.16 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R134a у середині мініканалів за  $G = 652\text{--}810 \text{ кг/м}^2\text{с}$  і  $d_h \approx 1,5\text{мм}$ .



1 – [51]; 2 – [45]; 3 – [34]; 4 – [89]; 5 – [35]

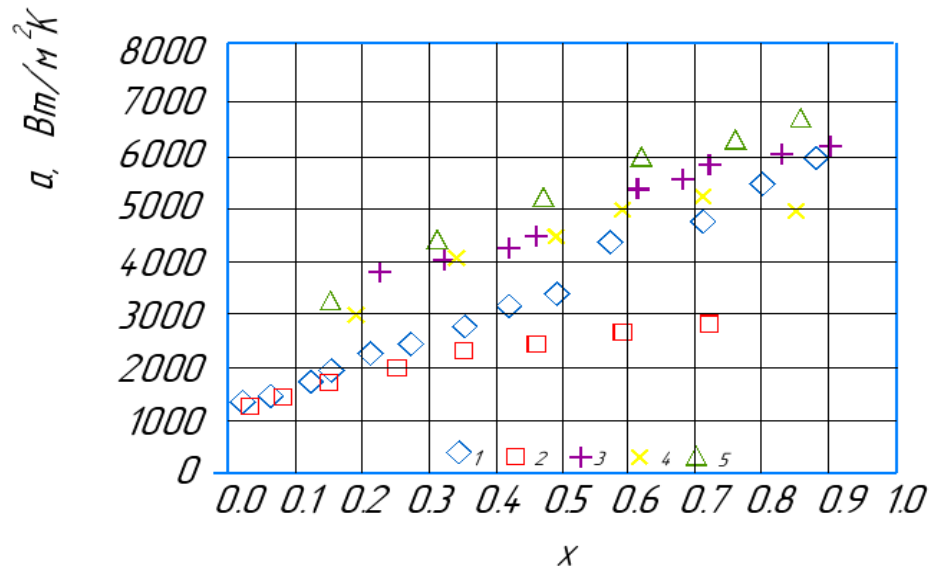
Рисунок 3.17 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R134a у середині мініканалів за  $G=652-810 \text{ кг/м}^2\text{с}$  і  $d_h \approx 1,5 \text{ мм}$ .

Порівняння результатів досліджень процесу конденсації холодоагенту R22 у середині мініканалів у залежності масового паровмісту за різними масовими швидкостями потоку  $G = 300-350$  і  $450-500 \text{ кг/м}^2\text{с}$  та зі зрізаними гідравлічними діаметрами  $d_h$  за результатами робіт Жанга із співавторами [33] ( $d_h = 1,088$  і  $1,289 \text{ мм}$ ), Ксяо зі співавторами ( $d_h = 0,952$  і  $1,085 \text{ мм}$ ) і Ліу та Лі ( $d_h = 0,952 \text{ мм}$ ) приведено на рис. 3.18 і 3.19.



1 –  $d_h=1,088 \text{ мм}$ , 2 –  $d_h=1,289 \text{ мм}$  [33]; 3 –  $d_h=1,085 \text{ мм}$ , 4 –  $d_h=0,952 \text{ мм}$

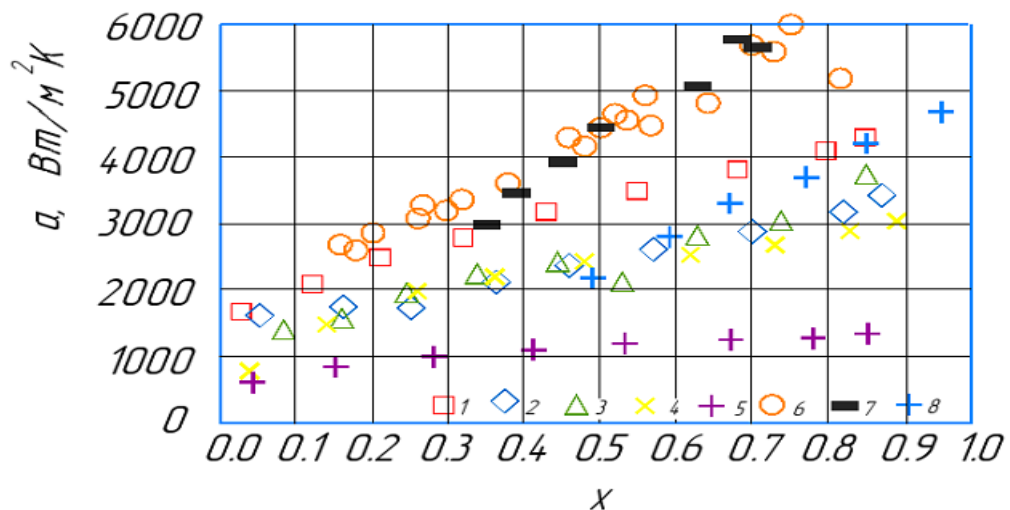
Рисунок 3.18 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R22 у середині мініканалів за  $G = 300-350 \text{ кг/м}^2\text{с}$ .



1– $d_h=1,088$  мм, 2 -  $d_h = 1,289$  мм [33]; 3 – 0,952 мм ; 4–1,085 мм, 5 – 0,952.

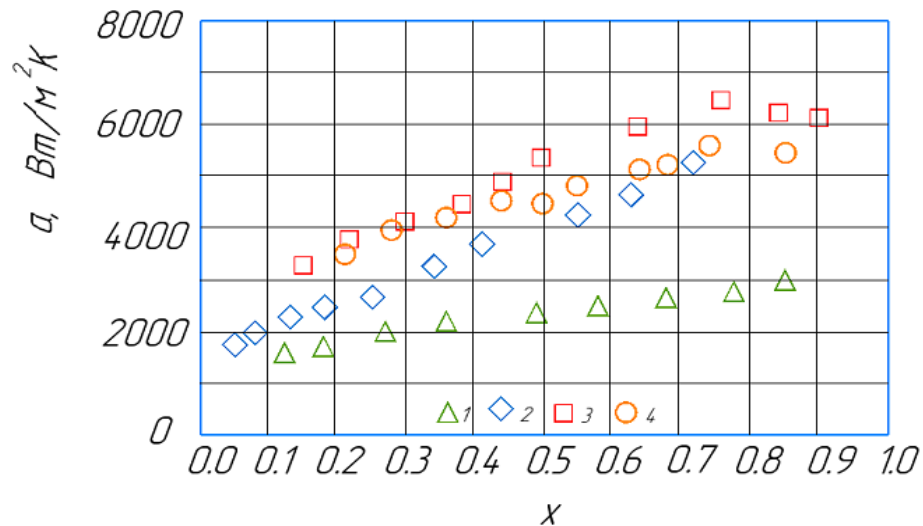
Рисунок 3.19 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R22 у середині мініканалів за  $G = 400 - 450$  кг/м<sup>2</sup>с.

На рис. 3.20 приведено порівняння результатів досліджень процесу конденсації холодоагенту R410A у середині мініканалів у залежності масового паровмісту за масовою швидкістю потоку  $G = 450 - 500$  кг/м<sup>2</sup>с та зі збіжними гідравлічними діаметрами  $d_h$  за результатами робіт Жанга із співавторами [33] ( $d_h = 1,088$  мм), Ву зі співавторами ( $d_h = 0,82$ ; 1,08; 1,11 і 1,12 мм) [27], Лопеза [47] ( $d_h = 1,16$  мм), Андресена ( $d_h = 0,76$  мм) і Лі зі співавторами ( $d_h = 0,86$  мм,  $G = 300$  кг/м<sup>2</sup>с).



1 –  $d_h = 1,088$  мм [33], 2, 3, 4, 5 -  $d_h = 0,82$ ; 1,08; 1,11; 1,12 мм [27], 6 –  $d_h = 1,16$  мм [47], 7 –  $d_h = 1,085$  мм, 8 –  $d_h = 0,952$ .

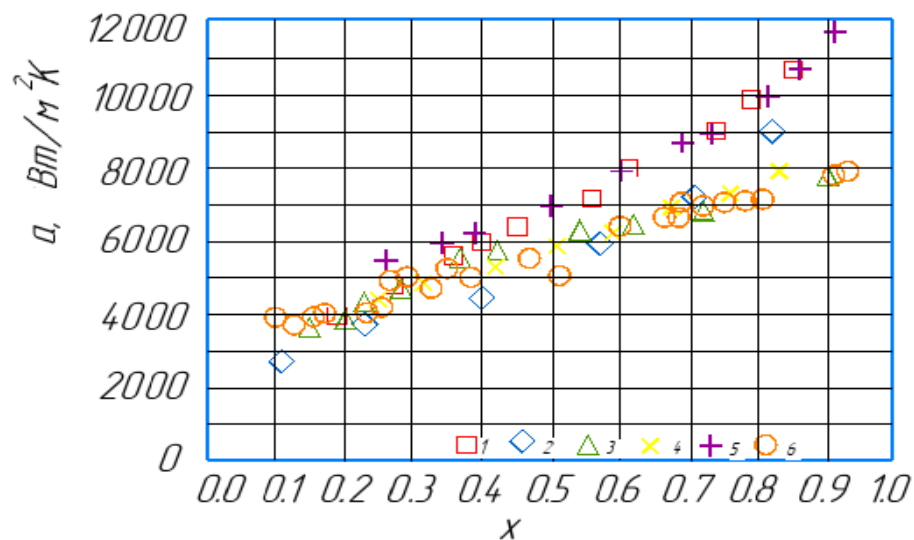
Рисунок 3.20 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R410A у середині мініканалів за  $G = 400 - 450$  кг/м<sup>2</sup>с.



1 –  $d_h = 1,4$  мм [32], 2 –  $d_h = 0,96$  мм [38], 3, 4 –  $d_h = 1,16$  мм за  $G = 240$  і  $180$  кг/м<sup>2</sup>с

Рисунок 3.21 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R290 у середині мініканалів за  $G = 200$  кг/м<sup>2</sup>с.

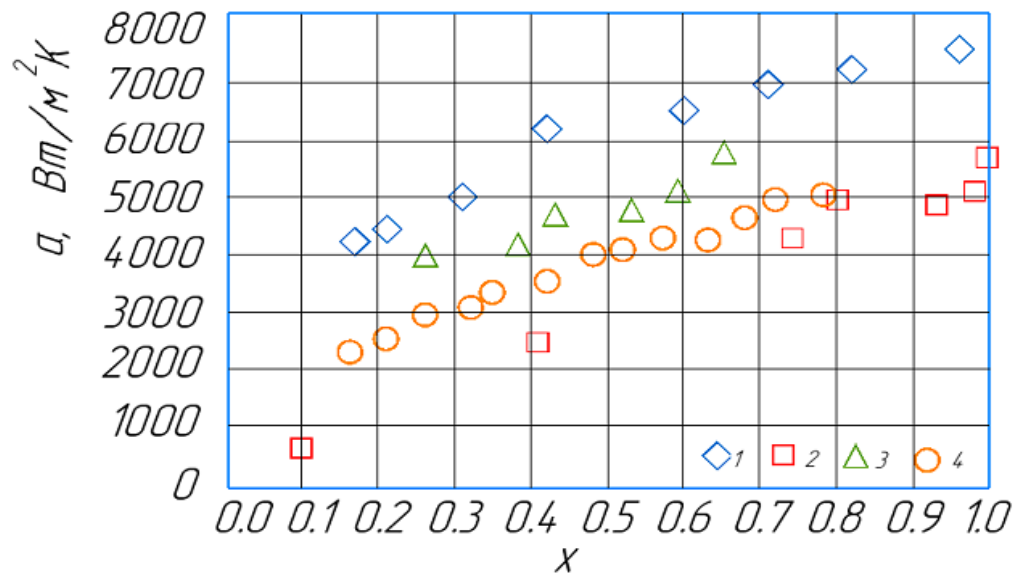
Наступне порівняння стосується результатів досліджень конденсації холодоагенту R32 у залежності масового паровмісту за масовою швидкістю потоку  $G = 390$ – $475$  кг/м<sup>2</sup>с за результатами робіт Матковік із співавторами ( $d_h = 0,96$  мм), Лі зі співавторами ( $d_h = 0,86$  мм,  $G = 300$  кг/м<sup>2</sup>с), Лопез [278] ( $d_h = 1,16$  мм), Ліу зі співавторами [275] ( $d_h = 0,952$  мм), Бортолато [90] ( $d_h = 1,23$  мм) і Лопез [47] ( $d_h = 1,16$  мм). Результати такого порівняння приведено на рис. 3.22.



1 –  $d_h = 0,96$  мм [28], 2 –  $d_h = 0,86$  мм, 3 –  $d_h = 1,16$  мм, 4 –  $d_h = 0,952$  мм [275], 5 –  $d_h = 1,23$  [90], 6 –  $d_h = 1,16$  мм [47].

Рисунок 3.22 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R32 у середині мініканалів за  $G = 390$ – $475$  кг/м<sup>2</sup>с.





1 –  $d_h = 0,98$  мм [51], 2 –  $d_h = 1,16$  мм [51], 3 –  $d_h = 0,86$  мм, 4 –  $d_h = 1,55$  мм.

Рисунок 3.23 – Порівняння результатів досліджень різних авторів у разі конденсації R404A у середині мініканалів.

Порівняння щодо конденсації холодоагенту R404A у середині мініканалів із гідравлічними діаметрами  $d_h = 0,98$  і  $1,16$  мм за масових швидкостей потоку  $G = 325$  і  $414$  кг/м<sup>2</sup>с відповідно за результатами роботи Бохдала із співавторами [51] і роботи Кейнаха і Гарімелла ( $d_h = 0,86$  і  $1,55$  мм) у разі  $G = 400$  кг/м<sup>2</sup>с). Результати такого порівняння приведено на рис. 3.23.

Отже, порівняльний аналіз показав, що існує суттєва розбіжність у отриманих експериментальних значеннях коефіцієнтів тепловіддачі різних авторів під час конденсації різних холодоагентів за майже однаковими режимними параметрами і геометричними розмірами мініканалів.

Ураховуючи порівняння результатів досліджень тепловіддачі (рис. 3.13–3.23), а також висновки з праць Парка із співавторами [32], Янь і Ліна [35], Бохдала із співавторами [51] стосовно незначних змін характеристик і структур потоків під час конденсації речовин у середині мініканалів та невеликі відхилення отриманих результатів у порівнянні з розрахунками тепловіддачі за відомими кореляціями для звичайних труб, нами, на підставі експериментальних даних різних авторів, за майже однакових робочих речовин, внутрішніх геометричних розмірів каналів і режимних параметрів, були проведені розрахунки тепловіддачі за новою напівемпіричною моделлю (3.25).

У якості даних для розрахунку тепловіддачі за новою моделлю, були обрані експериментальні дані досліджень теплообміну під час конденсації різних робочих

речовин у середині мініканалів із відомих робіт: Парк із співавторами [32] стосовно конденсації холодоагентів R22, R410A та пропану (R290) у круглих каналах; Жанг із співавторами [33] – конденсація холодоагентів R22, R410A і R407C у круглих каналах; Дел Кол із співавторами [38] - конденсація R290 (пропан) у круглому каналі; Лиу із співавторами [42] – конденсація R152a у круглому і квадратному каналах; Лопез - Белчі із співавторами [47] - конденсація R32 у круглому каналі; Дербі із співавторами [53] – конденсація R134a у квадратному, трикутному і напівкруглому каналах; Ву із співавторами [27] конденсація R410A у середині мініканалів із різними гідравлічними діаметрами  $d_h = 0,82; 1,08; 1,11$  і  $1,12$  мм тощо.

Розрахунки тепловіддачі під час конденсації у середні мініканалів за залежністю (3.25) у порівнянні з експериментальними даними щодо конденсації холодоагентів R410A, R32, R290, R22 і R407C із робіт різних авторів приведені на рис. 3.24 – 3.27.

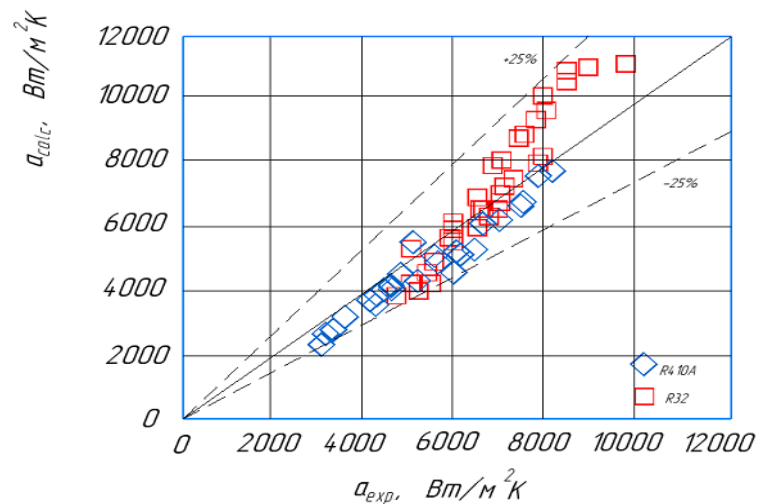


Рисунок 3.24 – Результати розрахунків за залежністю (3.25) даних Лопез [47] під час конденсації R410A і R32 у середині мініканалів із  $d_h = 1,16$  мм

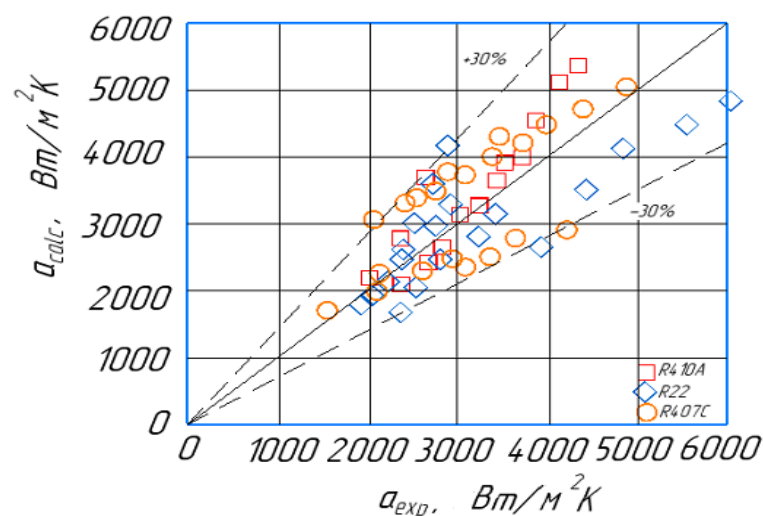


Рисунок 3.25 – Результати розрахунків за залежністю (3.25) даних Жанг [33] під час конденсації R410A, R22 і R407C у середині трубок із  $d_i = 1,088$  мм і  $1,289$  мм.

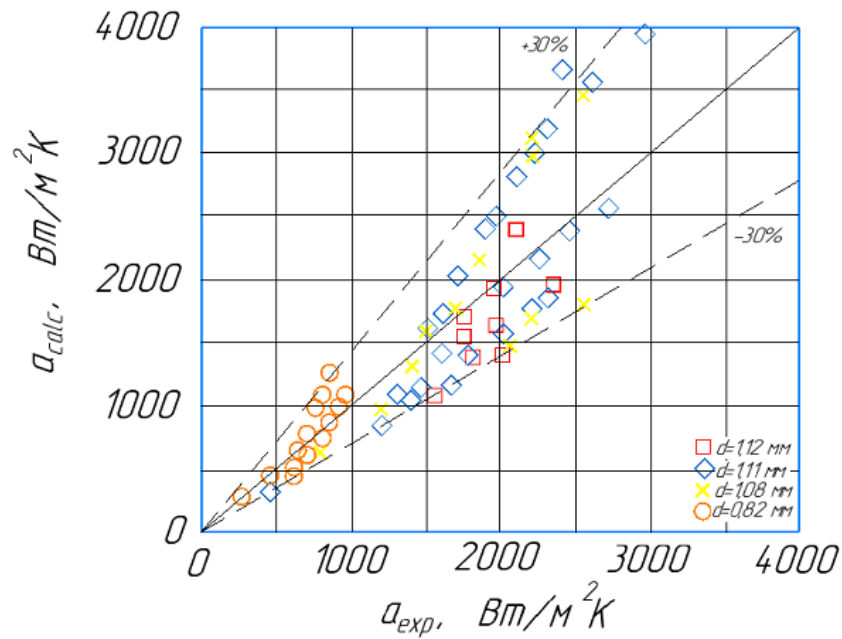


Рисунок 3.26 – Результати розрахунків за залежністю (3.25) даних із роботи Ву із співавторами [27] під час конденсації R410A у середині мініканалів із гідравлічними діаметрами  $d_h = 0,82; 1,08; 1,11; 1,12$  мм

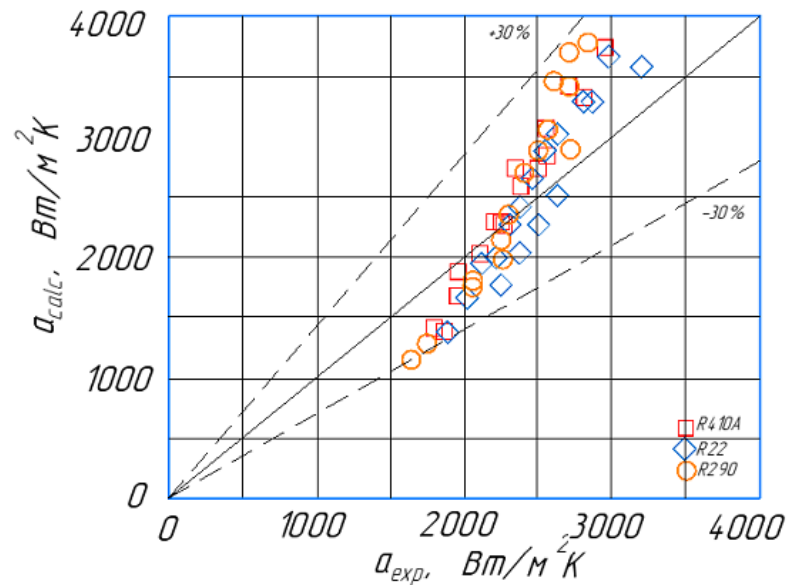


Рисунок 3.27 – Результати розрахунків за залежністю (3.25) даних Парк із співавторами [32] під час конденсації R410A, R22 і R290 у середині мініканалів із гідравлічним діаметром  $d_h = 1,4$  мм

Аналіз рис. 3.24-3.27 свідчить, що запропонована комплексна модель (3.25), яка заснована на теоретичній моделі турбулентної конденсації, покращує опис експериментальних даних багатьох авторів у разі конденсації різних холодоагентів у середині мініканалів за умови, якщо число  $Re$  знаходиться у межах  $Re = 2 \cdot 10^2 - 10^4$ .

### 3.5 Висновки до розділу 3

Отримано нову напівемпіричну кореляцію щодо розрахунку локальної та середньої тепловіддачі у разі конденсації під час кільцевого режиму течії фаз у середині горизонтальних і вертикальних труб у вигляді напівемпіричної залежності, яка заснована на теоретичній моделі турбулентної конденсації [91-93] і представлена у вигляді  $Nu_f = 0.0144 Fr_l^{0.36} Pr_l^{0.43}$ . Це рівняння узагальнює велику кількість експериментальних даних під час конденсації різних речовин у горизонтальних і вертикальних трубах.

Виконано аналіз порівняння експериментальних досліджень різних авторів під час конденсації у міні каналах холодоагентів *R134a*, *R410A*, *R32* і *R290* (propane), *R22*, *R407C*, *R152a* та ін., який показав, що існує суттєва розбіжність у значеннях експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі для кожного з холодоагентів у разі практично однакових режимних параметрів і гідравлічних діаметрів мініканалів.

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі за новою напівемпіричною кореляцією (3.25) свідчить, що комплексна модель, яка заснована на теоретичній моделі турбулентної конденсації, покращує опис експериментальних даних багатьох авторів у разі конденсації різних холодоагентів у середині мініканалів за умови, якщо число  $Re_l$  знаходиться у межах  $Re_l = 2 \cdot 10^2 - 10^4$ .

## 4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТЕПЛООБМІННИКА ЗА ДОПОМОГОЮ SOLIDWORKS

Пластинчасті ореберно-трубчасті теплообмінники знаходять широке застосування в широкому спектрі інженерних застосувань, включаючи автомобільну, опалувальну, вентиляційну та кондиціонерну, холодильну, аерокосмічну, нафтохімічну, промислову переробку, електроніку, харчові продукти та напої. У випадку теплообмінників повітря-рідина добре відомо, що теплові характеристики обмежуються тепловим опором з боку повітря, який становить 65-85% загального опору. Як результат, більшість стратегій підвищення продуктивності, про які повідомляється в літературі, зосереджені на розробці поліпшених поверхонь ребра для збільшення коефіцієнта тепловіддачі на стороні повітря з мінімальним покаранням за перепад тиску. Загалом існує два класи прийомів вдосконалення щодо геометрії простого ребра: перший - це використання неплоских ребр, таких як хвилясті, поглиблені та гофровані або ялинкові, а другий клас відноситься до перерваних ребр, таких як жалюзі, стрічкові ребра, колонний або щілинний та інші нові концепції, такі як штамповані вихрові генератори. Існує значна кількість літератури [93-94], щодо кожної з цих концепцій дизайну.

### 4.1 Типи ореберених поверхонь теплообмінників

Геометрія ребер стає все більш важливим фактором у конструкції пластинчасто-реберного теплообмінника. Високопродуктивні офсетні смуги, хвилясті та жалюзійні ребра забезпечують досить високі коефіцієнти тепловіддачі для газів та двофазних застосувань. Мініканали пропонують суттєві переваги, такі як менший перепад тиску газу, ніж конструкція круглої труби, Покращена геометрія поверхні широко використовується з рідинами для охолодження електронного обладнання.

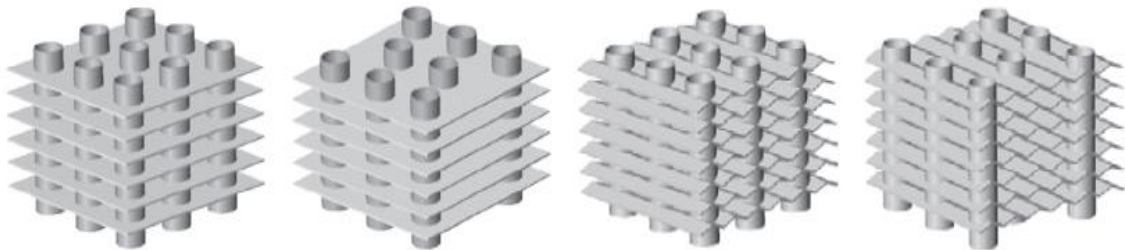
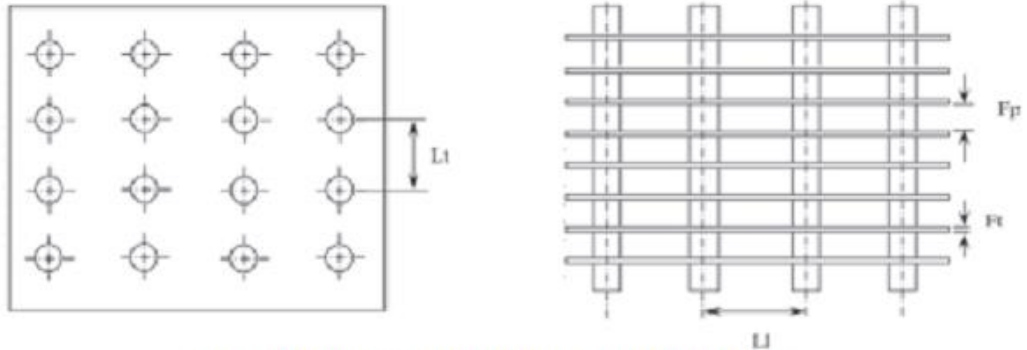
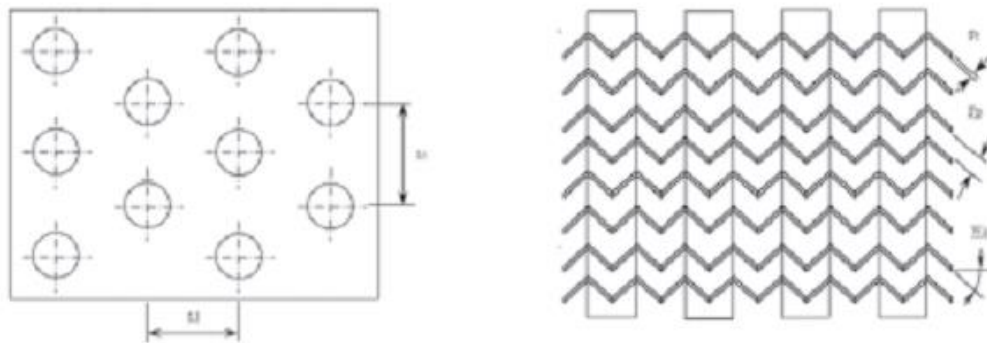


Рисунок 4.1 – Різне розташування ребер і труб у простому та хвилястому ребристих теплообмінниках

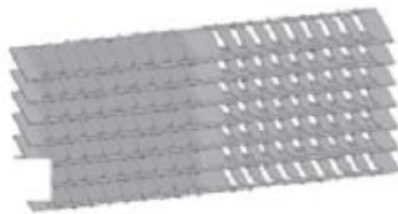
Типовими витягнутими поверхнями, що використовуються для пластинчато-реберних теплообмінників, є: звичайне ребро, хвилясте ребро, ребро з офсетною стрічкою, жалюзі, перфоровані ребра та ін., два різні способи розташування, такі як шахове та коридорне



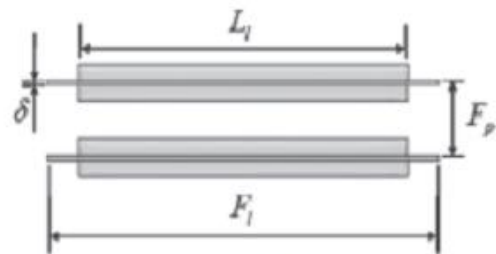
Звичайний трубчастий теплообмінник з плоскими ребрами



Хвилястий внутрішньотрубний теплообмінник

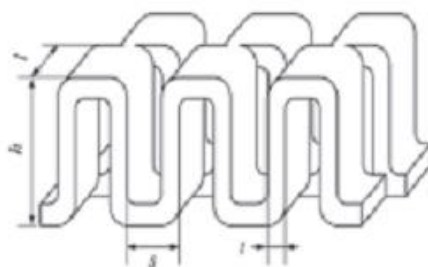


Isometric view

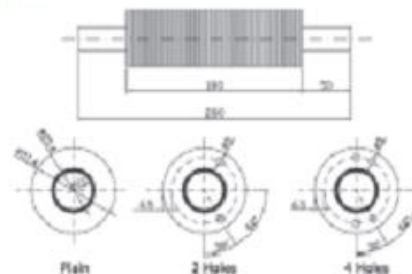


Front view

Гофровані решітчасті теплообмінники з решітками



Офсетний ребристий трубчастий теплообмінник



Перфорований теплообмінник з ребристими трубками

Рисунок 4.2 – Деталі різних конфігурацій реберних труб



#### 4.1.1 Звичайний трубчастий теплообмінник

Пластинчасті реберно-трубчасті теплообмінники з прямими ребрами зазвичай використовуються в технологічній промисловості (HVAC & R) (опалення, вентиляція, кондиціонування та охолодження). Звичайні реберно-трубчасті теплообмінники зазвичай складаються з механічно або гідравлічно розширених круглих труб в блоці паралельних суцільних ребр, і, залежно від застосування, теплообмінники можуть бути виготовлені з одним або декількома рядами. Протягом останніх кількох десятиліть багато зусиль було присвячено характеристикам тепловіддачі та тертя пластинчастих реберно-трубчастих теплообмінників. Серед усіх розширених поверхонь ребр звичайний ребро представляє найпростішу геометрію. Незважаючи на те, що ефективність тепловіддачі для рівнинних ребер нижча порівняно зі спеціально сконфігурованими поверхнями ребр, ці типи ребр все ще широко використовуються там, де бажані характеристики низького перепаду тиску. У випадку простого ребра для турбулентного потоку, розрахунок коефіцієнта Колберна ( $j$ ) та коефіцієнта тертя ( $f$ ) можна використовувати стандартні рівняння турбулентного потоку в кругових трубах. Якщо число Рейнольдса на основі гідравлічного діаметра менше 2000, можна використовувати теоретичні рішення ламінарного потоку для  $j$  та  $f$  [98]. Експериментальні дослідження Кейса та Лондона [98] надали великі дані для геометрії прямого ребра. Кореляції для ламінарного потоку також були розроблені для багатьох рівнинних фігурних каналів. Геометрія поперечного перерізу каналу прямого ребра може мати дуже значний вплив на теплопередачу та тертя потоку, як показано Кейсом та Лондоном [98].



Рисунок 4.3 – Реберно-трубчастий теплообмінник

#### 4.1.2 Теплообмінник з хвилястими ребрами

Хвилясті ребра є однією з найпопулярніших поверхонь теплообмінника, оскільки вони можуть подовжувати потік повітря всередині теплообмінника та покращувати змішування потоку повітря. Отже, хвилясті реберно-трубчасті теплообмінники широко використовуються в різних промислових цілях. Вони досить компактні та характеризуються відносно низькою вартістю виготовлення. Для практичного застосування домінуючий опір, як правило, знаходиться на стороні повітря; тому використання покращених реберних поверхонь дуже поширене для ефективного покращення загальних показників тепловіддачі. Подовжені поверхні хвилеподібних ребр розпізнаються за допомогою хвилястих гофрів, які підвищують ефективність тепловіддачі на відміну від звичайних плоских пластин. Для гофрованої геометрії, що має постійні кути гофрування та гострі кінчики хвиль, ключовими параметрами, що впливають на показники теплопередачі, є хвилястий крок, кут гофрування та відстань між ребрами. У разі хвилеподібних ребр прикордонний шар багаторазово переривається, коли потік проходить по гофрі, цей перерозвиток прикордонного шару з точки повторного приєднання останньої хвилястої гофри сприяє посиленню теплопередачі. Тепловіддача та показники тертя потоку хвилястого ребра порівнянні з показниками ребра зміщеної смуги, як показано в експериментальних дослідженнях, у [94].

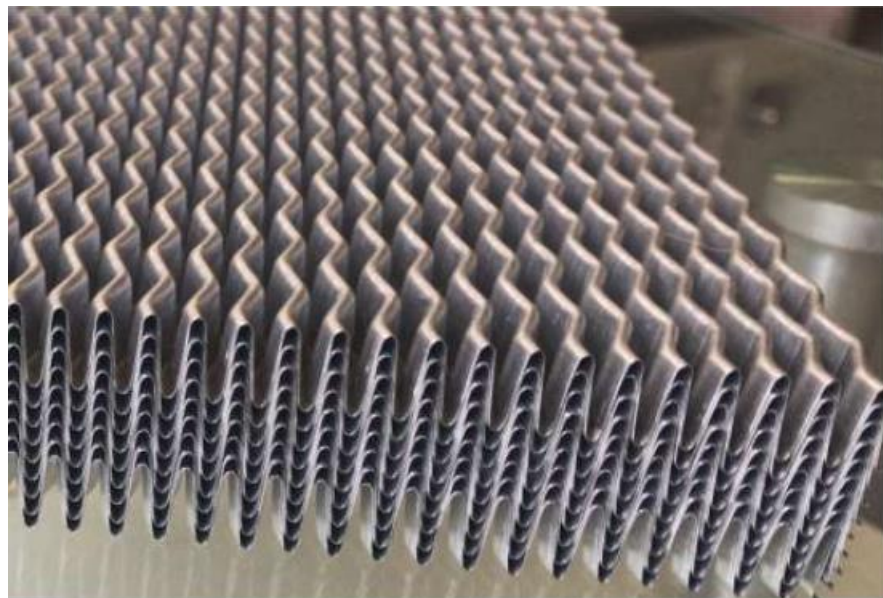


Рисунок 4.4 – Теплообмінник з хвилястими ребрами

#### 4.1.3 Офсетний стрічковий ребристий теплообмінник

У зсувному ребрі смуги на короткій довжині смуги розвивається прикордонний шар з подальшим його розсіюванням в зоні хвилі між смугами. Типова довжина смуги



становить 3–6 мм, а число Рейнольдса знаходиться в межах ламінарної області. Як повідомляють Kays та London [94], коефіцієнт Колберна ( $j$ ) зсувного ребра смуги приблизно в 2,5 рази перевищує коефіцієнт звичайного ребра для порівнянних геометрій. Тоді як коефіцієнт тертя ( $f$ ) приблизно в 3 рази перевищує коефіцієнт тертя звичайного ребра. Беручи до уваги співвідношення коефіцієнта Колберна ( $j$ ) та коефіцієнта тертя ( $f$ ) як коефіцієнта " коефіцієнта корисної дії ", ребро зсуву смуги дає приблизно на 150% збільшений коефіцієнт тепловіддачі та приблизно на 83% збільшення тертя як коефіцієнт тертя [94]. Більше покращення буде отримано за рахунок використання меншої довжини смуги.

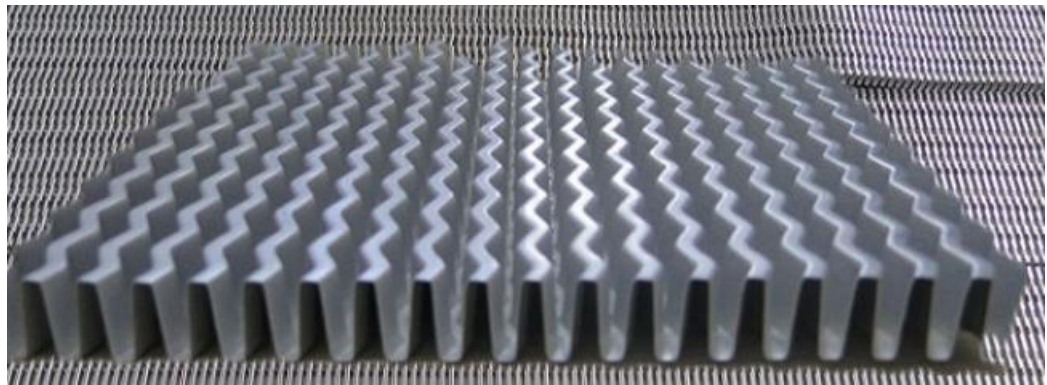


Рисунок 4.5 – Офсетний стрічковий ребристий теплообмінник

#### 4.1.4 Теплообмінник з жалюзі з ребристими трубками

Геометрія жалюзійного ребра має схожість із ребром зміщеної смуги. Але замість зсуву щілинних смуг все щілинне ребро повертається на 20–45 градусів щодо напрямку потоку повітря. Жалюзі поверхня є стандартною геометрією для автомобільних радіаторів. При однаковій ширині смуги геометрія жалюзі-ребра забезпечує коефіцієнти тепловіддачі, порівнянні з коефіцієнтами зміщення ребра смуги. Хоча жалюзійні поверхні існують з 1950-х років, лише протягом останніх 20 років були зроблені серйозні спроби зрозуміти явища потоку та експлуатаційні характеристики жалюзійного ребра. До досліджень візуалізації потоку в роботі [95] передбачалося, що потік паралельний жалюзі. При дуже низьких числах Рейнольдса Давенпорт помітив, що основний потік потоку не проходить через жалюзі. Однак при високих числах Рейнольдса потік стає майже паралельним жалюзі. Девенпорт припустив, що при низьких швидкостях повітря розвиваючі прикордонні шари на сусідніх жалюзі стали досить товстими, щоб ефективно перекрити прохід, що призвело до майже осьового потоку через решітку. Таким чином, у жалюзі пластинчасто-решітчастого типу існують два типи проточних структур: (і) при малих числах Рейнольдса спостерігається особлива структура потоку, описана в [96] як "

проточний потік ", де рідина рухається в осьовому напрямку через решітку, по суті в обхід жалюзі, (ii) при великих числах Рейнольдса спостерігається потік прикордонного шару, де рідина рухається паралельно жалюзі.

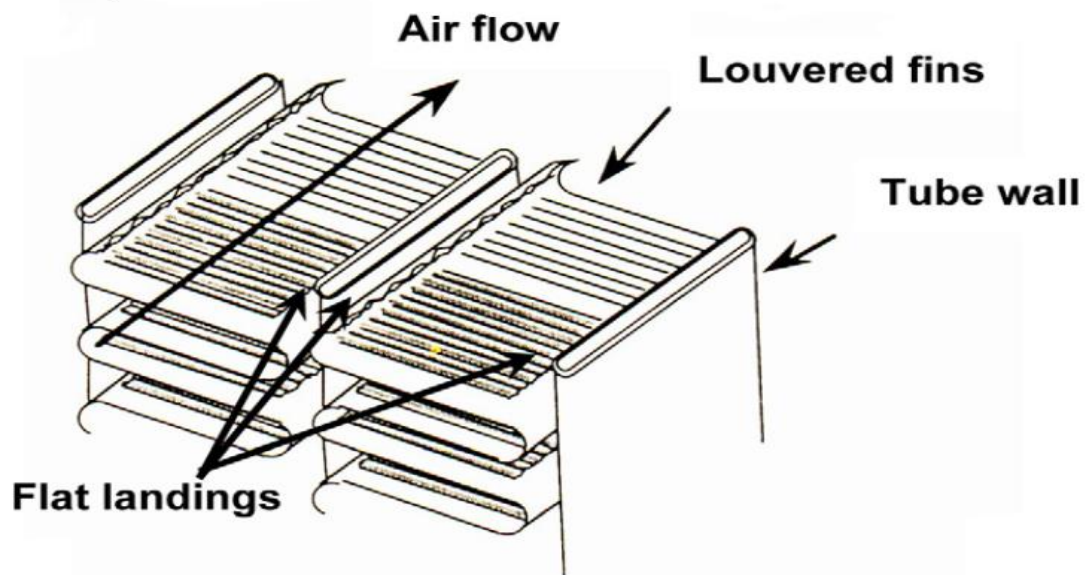


Рисунок 4.6 – Теплообмінник з жалюзі з ребристими трубками

#### 4.1.5 Перфорований теплообмінник з ребристими трубками

Перфороване ребрення виготовляється шляхом пробивання малюнка рознесених отворів у матеріалі ребра перед тим, як його скласти, щоб сформувати проточні канали у формі V. Якщо пористість одержуваної поверхні досить висока, посилення теплопередачі може відбутися за рахунок розсіювання прикордонного шару в області пробудження, утвореної отворами. Експериментальні дослідження Шаха [97] показують, що продуктивність перфорованого ребрення менше, ніж у офсетного ребра, і тому перфороване ребро сьогодні використовується рідко. Крім того, перфороване ребро являє собою марний спосіб зробити покращену поверхню, оскільки матеріал, що видаляється при виконанні перфорованого отвору, потрапляє до брухту.



Рисунок 4.7 – Перфорований теплообмінник з ребристими трубками

## 4.2 Дослідження роботи теплообмінника за допомогою SOLIDWORKS

Ціль роботи: реалізація на ПЕОМ математичної моделі руху повітря між пластинами теплообмінника з визначенням зміни швидкості повітря під час проходження через апарат.

Процес розробки даного проекту буде проходити в наступній послідовності:

1 Розробка геометричної моделі експериментальної установки: трубно-пластинчатий теплообмінник, трубки та пластини виготовлені з міді, всередині трубок конденсується фреон, ззовні трубок, та між пластинами рухається повітря та нагрівається. Розробляється у чотирьох різних варіантах кругла труба плоскі ребра, кругла труба хвилясті ребра, мініканал плоскі ребра, мініканал хвилясті ребра.

2 Проведення експериментів з дослідження зміни та розподілу швидкості повітря при проходженні через апарат. Так як даний теплообмінник може застосовуватись в різних галузях та при різних режимах роботи, при проектуванні необхідно задаватися певними технічними параметрами.

В пакеті Solidworks була спроектована конструкція трубчато-пластинчатого повітряного випарника з використанням реальних фізичних властивостей матеріалів, було проведено дослідження швидкісних характеристик омивання повітрям теплообмінника, при одночасному нагріві повітря.

3D модель будувалась з дотриманням реальних габаритних розмірів та максимально детального представлення усіх елементів та частин. Для проведення теплофізичного розрахунку використовувались реальні параметри матеріалів з яких побудована конструкція та спрощені параметри повітря, а саме не включені умови при яких конденсується волога з повітря. Дане спрощення прийняте з ціллю спрощення процесу моделювання.

Дана модель побудована таким чином, щоб можна було максимально точно зобразити параметри роботи даного випарника.

Вихідні дані:

- 1) Масова витрата повітря – 0,28 кг/с;
- 2) Температуру повітря на вході в теплообмінник 306K;
- 3) трубки та пластини теплообмінника виконані з міді;
- 4) вологість повітря прийнята 0%.

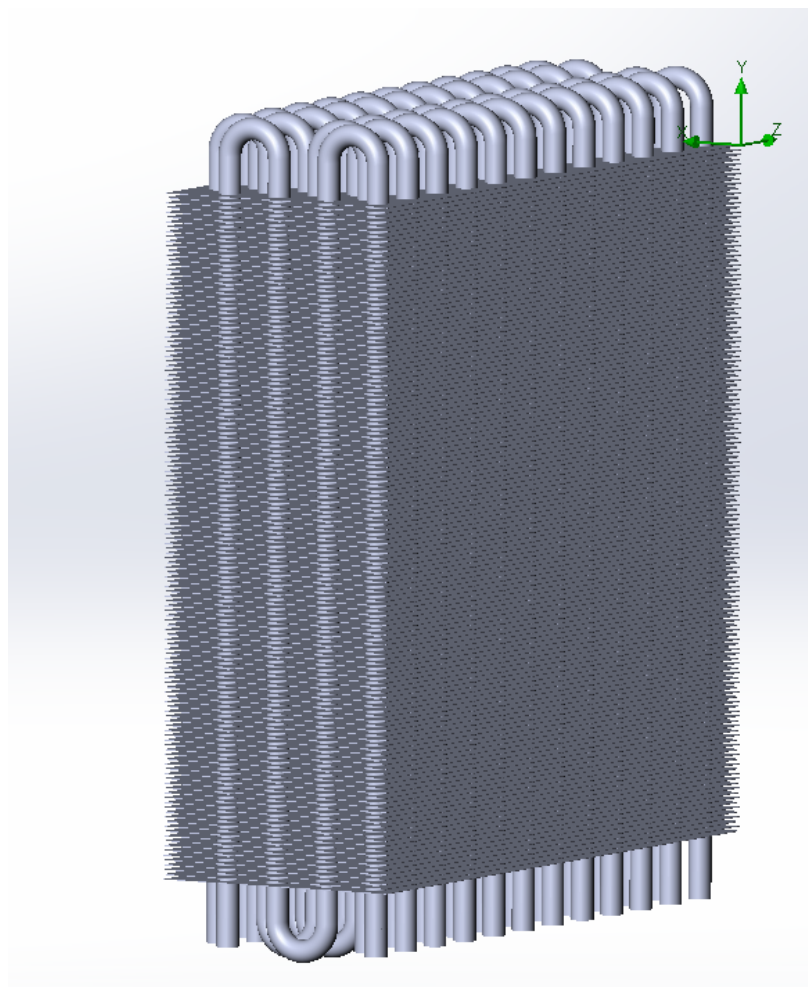


Рисунок 4.8 – Готова модель трубчато-пластинчатого теплообмінника

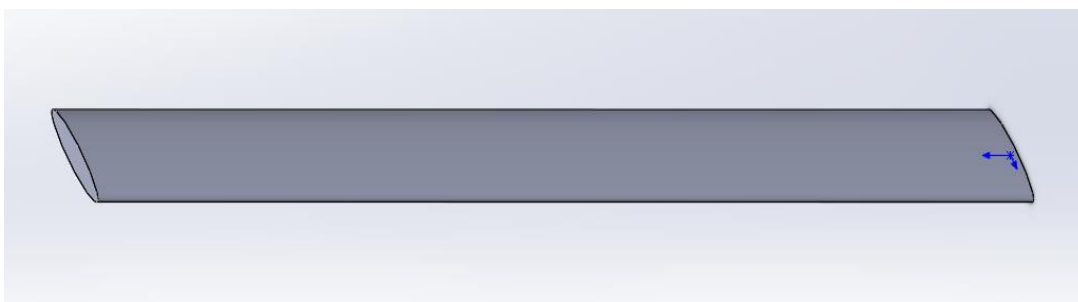


Рисунок 4.9 – Геометрія мініканалу розміром 16x3 мм.

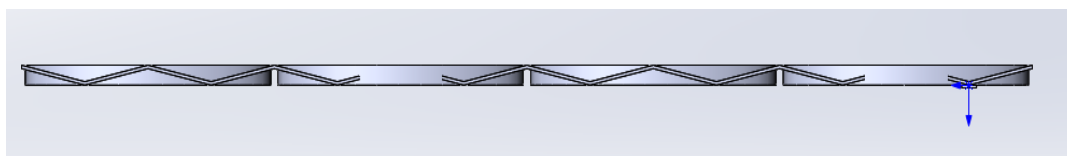


Рисунок 4.10 - Ребро хвилясте в перерізі

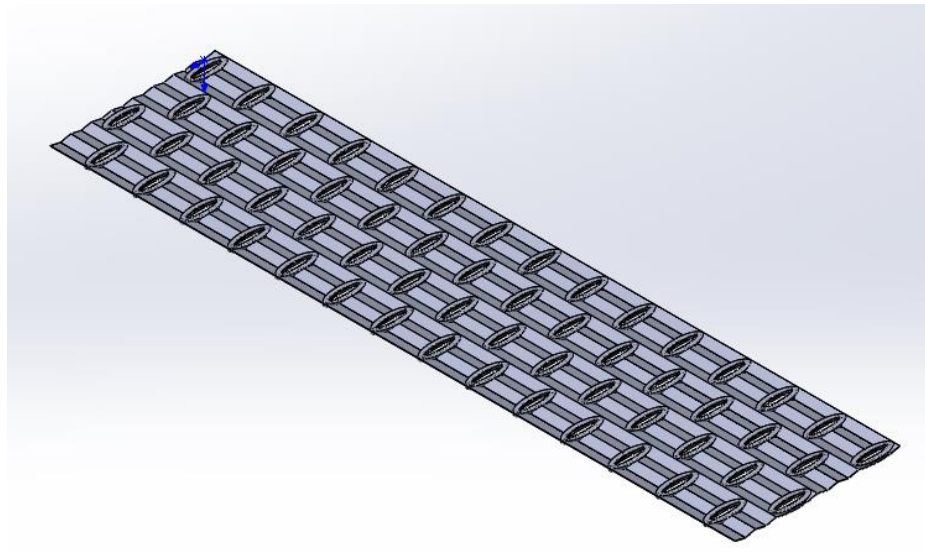


Рисунок 4.11 - Ребро хвилясте для мініканалів загальний вид

#### 4.3 Дослідження розподілу швидкості та тиску в перерізі теплообмінника

Для подальшого дослідження роботи теплообмінника приймемо вище приведені параметри, при цьому дослідженню буде піддано розподіл швидкості в перерізі теплообмінника та розподіл зміни тиску повітря, при проходженні через теплообмінник.

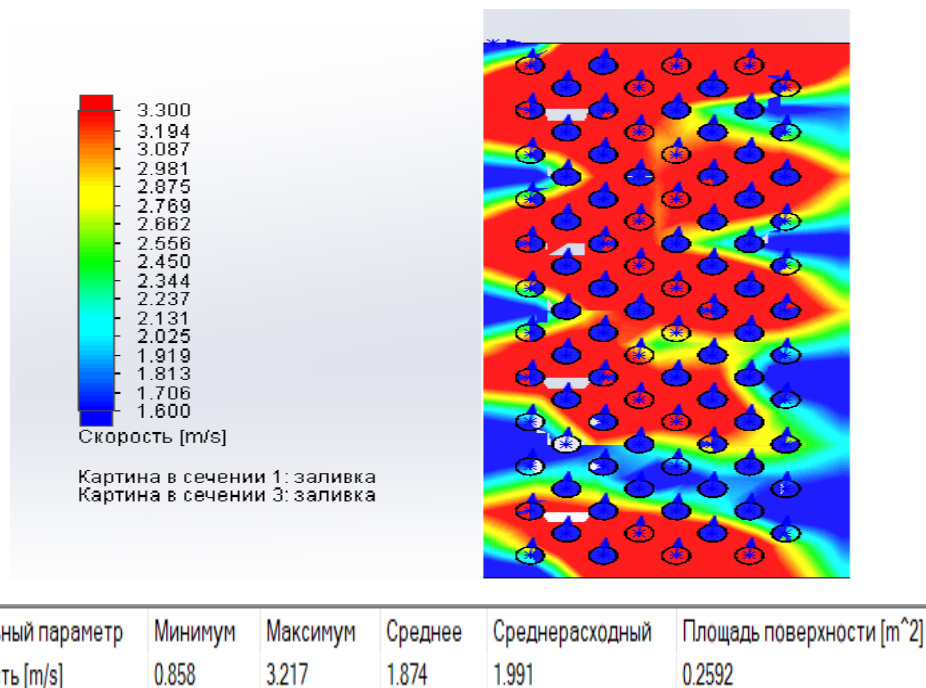


Рисунок 4.12 – Розподіл швидкості (круглі труби плоскі ребра)



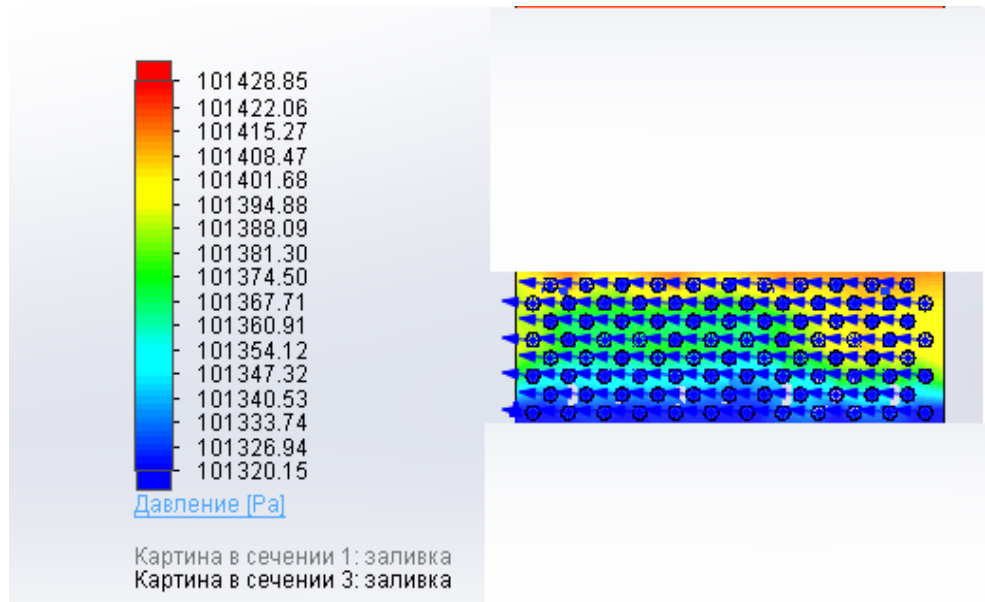


Рисунок 4.13 – Втрата тиску (круглі труби плоскі ребра)

Втрата тиску ТОА з плоскими ребрами=  $101428 - 101320 = 112$  Па

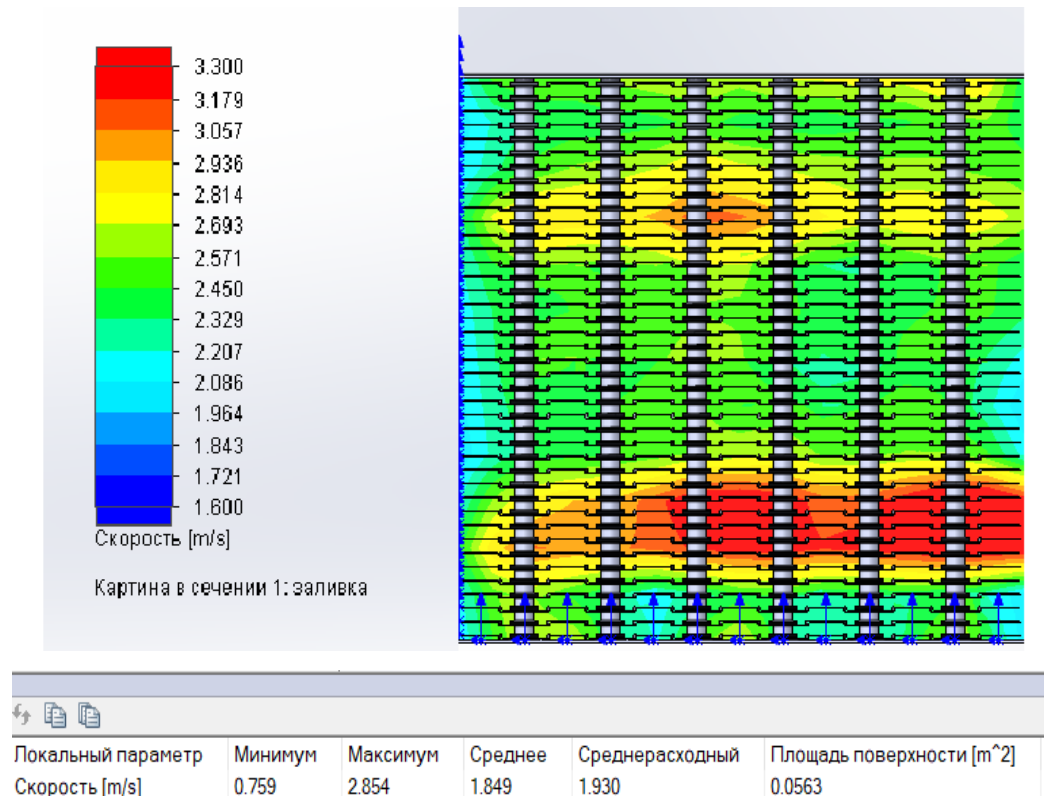


Рисунок 4.14 – Розподіл швидкості (круглі труби хвилясті ребра)

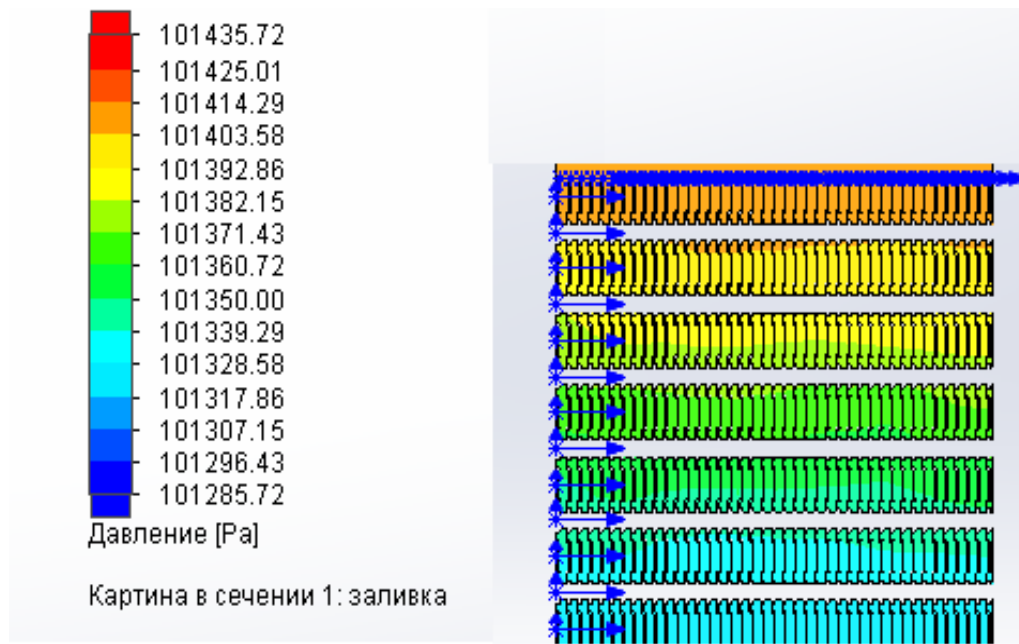
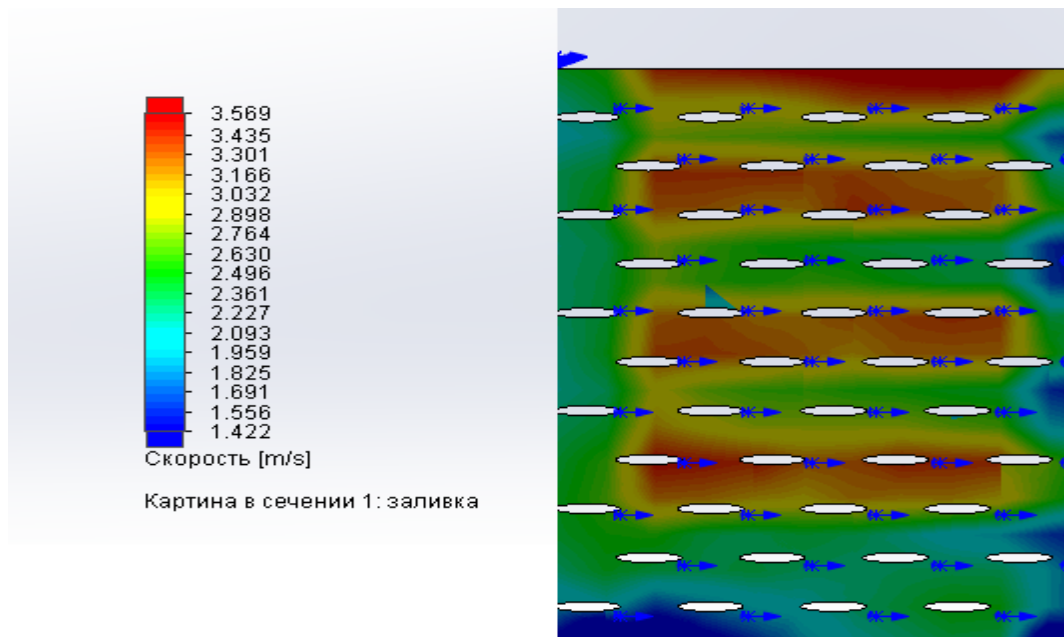


Рисунок 4.15 – Втрати тиску (круглі труби хвилясті ребра)

Втрати тиску ТОА з фігурними ребрами=  $101437 - 101307 = 130$  Па



Локальный параметр	Минимум	Максимум	Среднее	Среднерасходный	Площадь поверхности [m <sup>2</sup> ]
Скорость [m/s]	1.317	2.471	1.871	1.914	0.0566

Рисунок 4.16 – Розподіл швидкості (мініканали плоскі ребра)

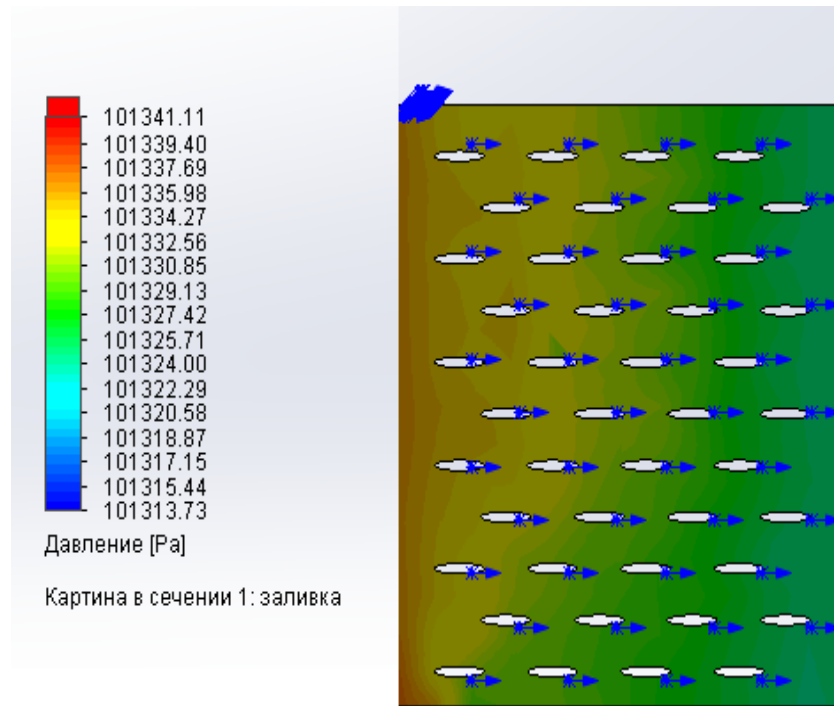
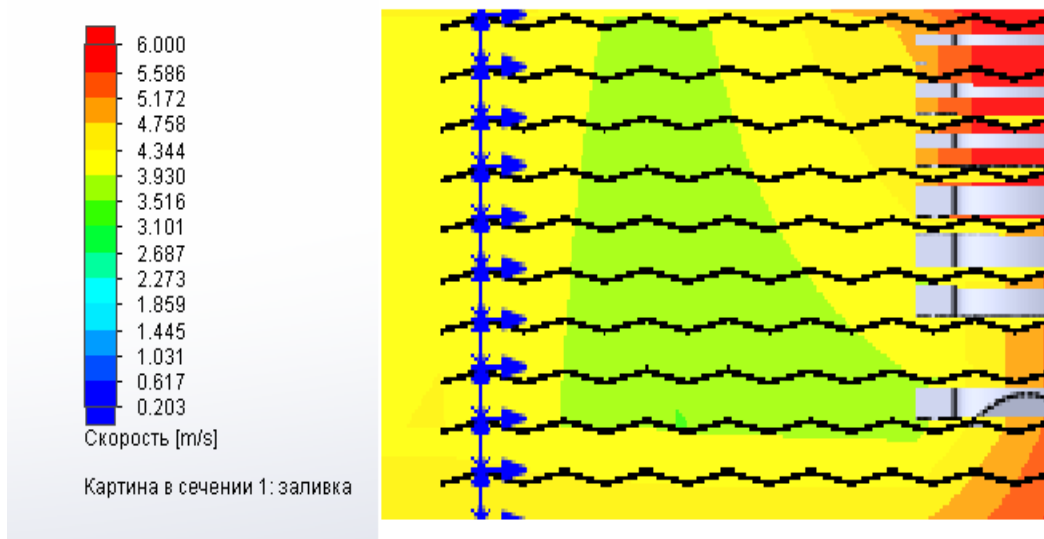


Рисунок 4.17 – Втрати тиску (мініканали плоскі ребра)

Втрати тиску ТОА з плоскими ребрами=  $101341 - 101313 = 28$  Па



Локальный параметр	Минимум	Максимум	Среднее	Среднерасходный	Площадь поверхности [m <sup>2</sup> ]
Скорость [m/s]	0.206	5.983	1.734	2.529	0.0563

Рисунок 4.18 - Розподіл швидкості (мініканали хвилясті ребра)



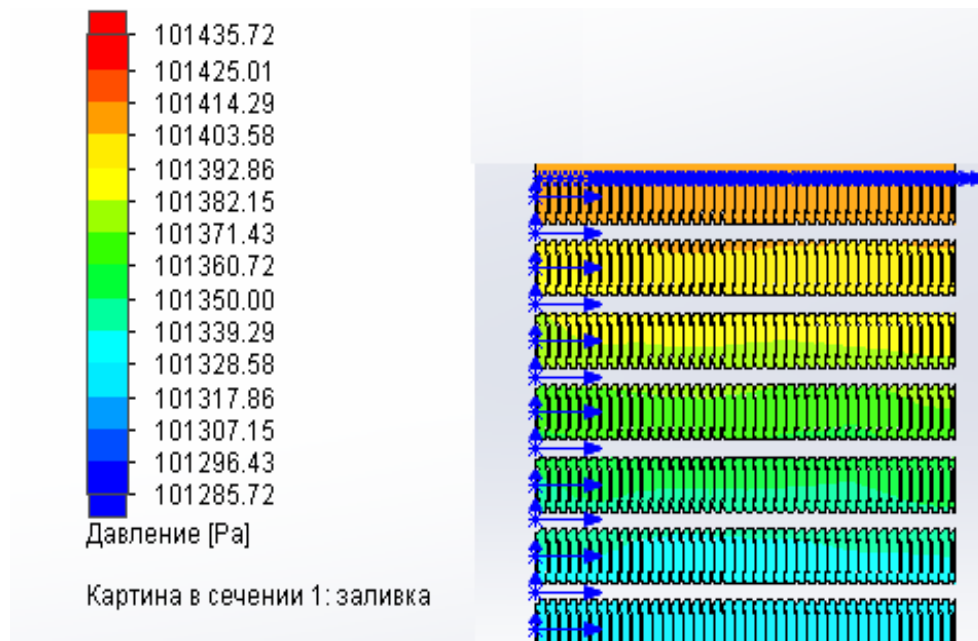


Рисунок 4.19 – Втрати тиску(мініканали хвилясті ребра)

Втрати тиску ТОА з фігурними ребрами=  $101437 - 101307 = 130$  Па

#### 4.4 Висновки до розділу 4

За допомогою програмного забезпечення SolidWorks було проведене комп'ютерне моделювання роботи трубчато-пластинчатого теплообмінника. Вибір даного теплообмінника був спричинений тим фактом, що майже все сучасне кліматичне обладнання має у своєму складі даний теплообмінник, що спричиняє високу розповсюдженість даного типу теплообмінників.

Вище приведені дослідження представили моделювання самої конструкції, моделювання потоку повітря в розрізі та моделювання розподілу швидкості повітря. Проведено порівняння теплообмінників та отримані такі результати, втрати тиску ТОА з фігурним ребренням склали лише на 18 Па більшими від втрат тиску ТОА з плоским ребрами, при цьому площа зросла на 10%.

## 5 ПОРІВНЯННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМИ ДАНИМИ

### 5.1 Опис експериментальних теплообмінників

Теплообмінник (конденсатор або випарник) був встановлений у каналі, що виступає зі стіни, щоб через нього можна було втягувати повітря. Повітря, що забирається через теплообмінник, надходить із кліматичної камери, яка підтримує задані умови на вході. Умови на вході також контролюються з боку холодоагенту за допомогою спеціалізованого обладнання для балансування системи. Наступні змінні були виміряні в лабораторії для тестування моделі: у випадку вторинної рідини - повітря, температури сухої колби на вході ( $C$ ), температури вологої колби на вході повітря, на виході температура сухої колби на повітрі, атмосферний тиск, об'ємна швидкість потоку при стандартних умовах, а в разі холодоагенту ( $R134a$ ), температура на вході, температура на виході, температура насичення на вході, температура насичення на виході, переохолодження на виході, масова витрата, перепад тиску, а тепло, яке передається. У випадку з конденсатором, крім геометричної інформації теплообмінника, повинні бути передбачені наступні входні змінні: температура сухого шару на вході повітря, температура вологого шару на вході повітря, атмосферний тиск і об'ємний витрата в корпус повітря. У випадку з холодоагентом необхідні наступні змінні: Температура на вході, температура насичення на вході та масова витрата. Вивчено два дворядних конденсатори. Обидва вони мають чотири проходи в ряд і виготовлені з алюмінію. Холодоагентом був  $R134a$ . Також вивчено два однорядні конденсатори. Перша має 33 трубки, а друга - 66 труб. Обидва вони виготовлені з алюмінію, а холодоагент був  $R410A$ . У всіх випадках переріз внутрішніх портів був прямокутним; їх поперечний переріз має 19 мм у довжину ( $l$ ) та 1,9 мм у висоту ( $h$ ). Гідравлічний діаметр - 1,276 мм.

Загальний вигляд теплообмінника з 33 трубками показаний на рисунку 5.1

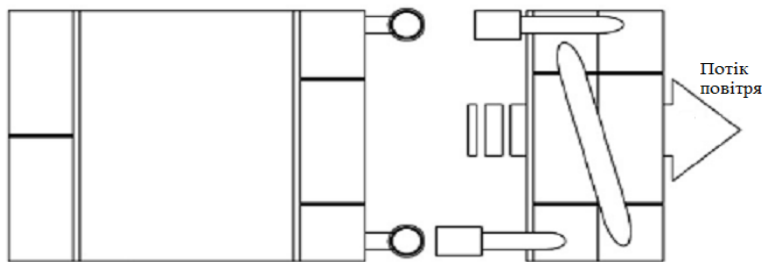


Рисунок 5.1 – схематичне зображення теплообмінника з 33 трубками.

## 5.2 Результати експериментів

У цьому розділі наведені експериментальні результати отриманих у праці [99]. Експериментальні дані для кожного випробування дворядних конденсаторів, зібрані в таблиці 5.1. У таблиці 5.2 зібрані експериментальні дані, що відповідають однорядним конденсаторам.

Таблиця 5.1 - Дворядні конденсатори. Результати експерименту.

Номер експерименту	1	2	3	4	5	6	7
Теплоносій - повітря							
Температура повітря на вході, °C	27,69	27,81	27,85	27,79	34,93	34,98	34,98
Температура повітря на вході за мокрим термометром, °C	12,56	12,39	12,32	12,26	15,12	15,10	15,14
Температура повітря на виході, °C	38,93	39,97	41,11	41,33	43,21	43,89	44,90
Атмосферний тиск, кПа	105,25	105,26	105,27	105,27	105,33	105,33	105,33
Об'ємна швидкість потоку повітря, м³год <sup>-1</sup>	1585,39	1304,26	1024,36	748	1304,59	1024,07	745,24
Холодоагент – R134a							
Температура на вході, °C	76,42	76,58	76,63	76,43	76,42	76,81	76,57
Тиск на вході, кПа	1280,02	1279,45	1282,45	1279,9	1281,56	1283,02	1280,86
Температура на виході, °C	41,98	42,38	42,35	42,58	13,02	4268	42,78
Тиск на виході, кПа	1237,86	1245,35	1256,93	1262	1265,17	1270,55	1271,24
Температура насичення, °C	47,46	47,7	48,07	48,23	48,38	48,55	48,57
Температура переохолодження конденсату, °C	5,48	5,32	5,72	5,65	5,36	5,86	5,81

Продовження таблиці 5.1

Номер експерименту	1	2	3	4	5	6	7
Масова витрата, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01
Втрати тиску, кПа	0,68	0,62	0,56	0,5	0,48	0,45	0,43
Теплове навантаження, кВт	5,99	5,33	4,57	3,66	3,64	3,07	2,49

Таблиця 5.2 - Однорядні конденсатори. Експериментальні дані.

Номер експерименту	1	2	3	4	5	6	7	8
Теплоносій - повітря								
Температура повітря на вході, $^{\circ}\text{C}$	35,04	34,98	34,92	34,99	35,02	35,01	35,01	35
Температура повітря на вході за мокрим термометром, $^{\circ}\text{C}$	22,74	22,69	22,7	22,79	21,62	21,15	21,61	21,71
Температура повітря на виході, $^{\circ}\text{C}$	42,18	42,66	13,21	43,9	42,24	42,79	43,41	44,19
Атмосферний тиск, кПа	98,6	98,6	98,64	98,62	99,22	99,22	99,21	99,21
Об'ємна швидкість потоку повітря, $\text{м}^3\text{год}^{-1}$	1877,19	1625,68	1375,56	1126,41	7334	6342	5369	4388
Холодоагент – R410a								
Температура на вході, $^{\circ}\text{C}$	79,57	79,47	79,5	79,85	79,24	79,44	79,73	79,65
Тиск на вході, кПа	2977,29	2977,88	2975,76	2977,6	2978,78	2980,38	2974,51	2975,85

Продовження таблиці 5.2

Номер експерименту	1	2	3	4	5	6	7	8
Температура на виході, °C	42,77	42,7	42,93	42,68	42,71	42,39	42,5	42,58
Тиск на виході, кПа	2955,81	2959,47	2960,29	2965,82	2943,88	2950,35	2949,01	2954,95
Температура насичення, °C	48,35	48,4	48,41	48,49	48,17	48,27	48,25	48,33
Температура переохолодження конденсату, °C	5,577	5,705	5,487	5,812	5,46	5,88	5,74	5,75
Масова витрата, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$	0,023765	0,019645	0,0196	0,0168	0,0923	0,0851	0,0768	0,0681
Втрати тиску, кПа	20,66	17,63	14,64	11,03	34,19	29,44	24,9	20,4
Теплове навантаження, кВт	4,754	4,362	3,923	3,386	18,446	17,064	15,424	13,657

У всіх випадках були виміряні наступні параметри: вологовміст повітря та температура за сухим та мокрим термометром; атмосферний тиск і об'ємний витрата повітря; температура і тиск холодоагенту на вході та виході; масова витрата і перепад тиску. Теплове навантаження визначалося з урахуванням різниці ентальпії холодоагенту між входом і виходом, яку можна розрахувати, беручи до уваги параметри, виміряні в експериментах. Вихідна температура насичення визначалася як температура насичення при вихідному тиску. Вона була використана для оцінки переохолодження конденсату на виході, включеної в таблиці 5.1 та 5.2.

Беручи до уваги рис. 5.2 та карти режимів для *R134a*, представлені у праці [99] Коулмана та Гарімеллою (2003), для масових швидкостей, що зустрічаються в експериментах, найбільш поширеними режимами є кільцеві та проміжний. Робочий тиск під час експериментів для *R134a* коливався від 1,25 до 1,3 МПа. Для *R410A* тиск варіювався від 2,9 до 3 МПа.

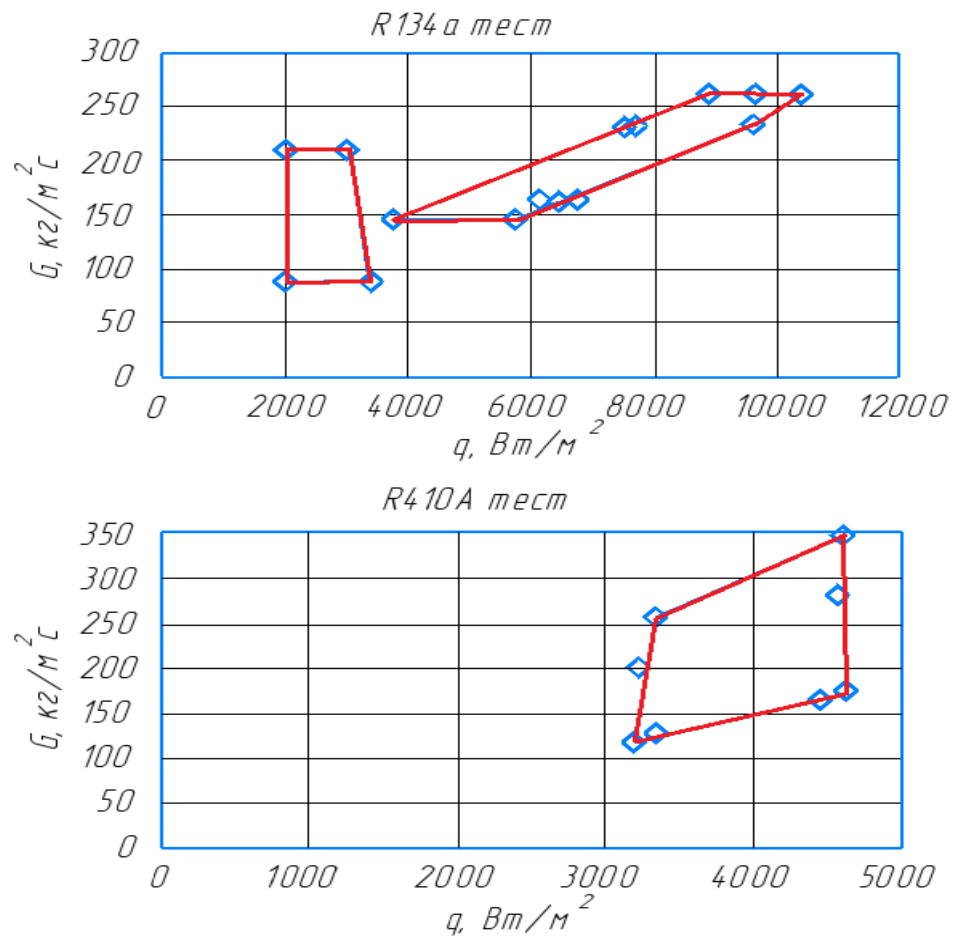


Рисунок 5.2 - Значення швидкості маси та густини теплового потоку під час експериментів з конденсацією

### 5.3 Порівняння теплової потужності

На рис. 5.3 і 5.4 показані результати порівняння експериментальних значень теплової потужності із розрахунковим для дворядного та однорядного конденсатору відповідно.

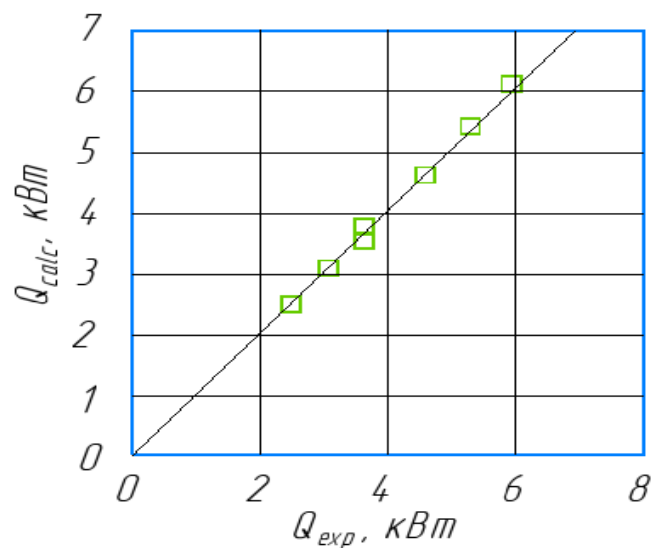


Рисунок 5.3 – Теплове навантаження дворядного конденсатору

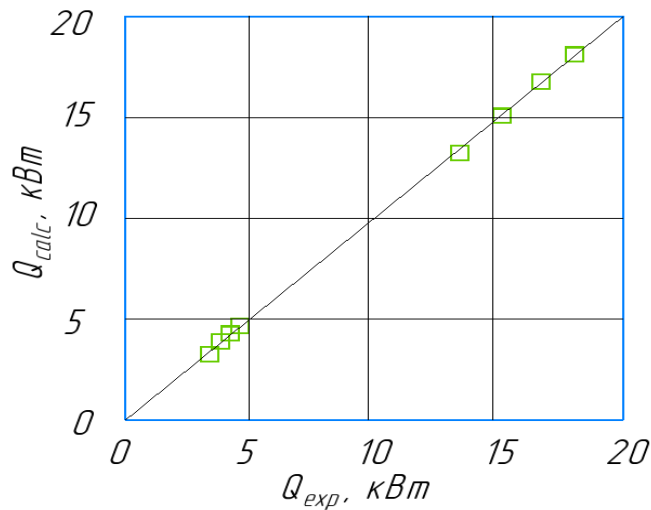


Рисунок 5.4 - Теплове навантаження однорядного конденсатора.

З рис. 5.3 і 5.4 видно, що використання напівемпіричної формули (3.25) для розрахунку тепловіддачі під час конденсації у мініканалах дозволяє отримати дуже точні значення теплового навантаження як однорядного так і дворядного конденсатора.

#### 5.4 Аналіз значень температур холодоагента

На рис. 5.5 показано порівняння розрахункової температури насичення холодоагенту та температури холодоагенту на виході із дворядного конденсатора

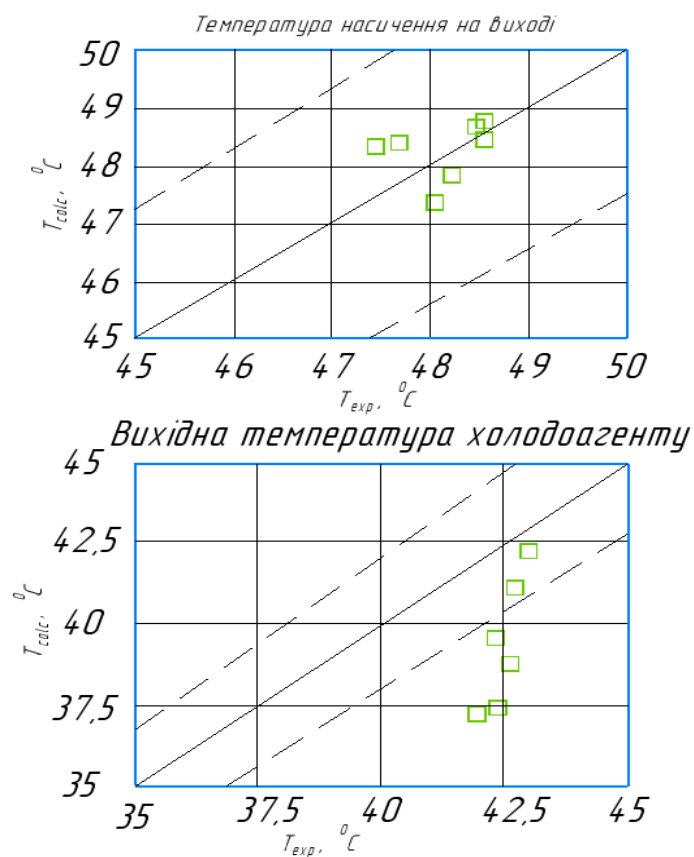


Рисунок 5.5 – Температури холодоагенту у дворядному конденсаторі

Видно, що розрахункові та експериментальні значення температур насичення холодоагенту узгоджується між собою із достатньою точністю, що є хорошим показником для реально працюючого теплообмінника. Штрихові лінії означають похибку 5%. Температура холодоагенту на виході розраховується із не дуже достатньою точністю. Лише кілька точок лежить у межах похибки 5%.

На рис. 5.6 показано порівняння розрахункової температури насичення холодоагенту та температури холодоагенту на виході із однорядного конденсатора. Результати порівняння подібні до дворядного конденсатора. Лише можна відмітити, що температура холодоагенту на виході визначається із більшою точністю для однорядного конденсатора ніж для дворядного.

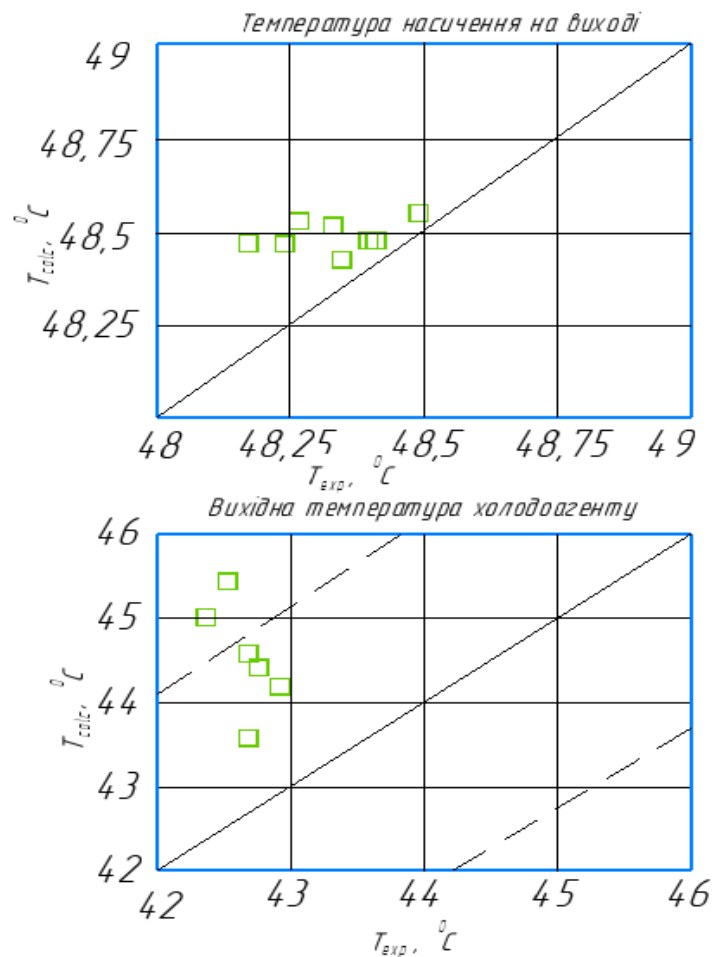


Рисунок 5.6 - Температури холодоагенту в однорядному конденсаторі.

## 5.5 Висновки до розділу 5

Проведено порівняння запропонованої моделі розрахунку тепловіддачі під час конденсації у середині мініканалів із експериментальними даними, отриманими на конденсаторах за типових умов експлуатації. Режим течії, який переважає в експериментах є кільцевий режим. Загалом, результати порівняння є досить точними, і



можна зробити висновок, що модель конденсації, яка розроблена у даній дисертації підходить для розрахунку та проектування компактних теплообмінників, що працюють як конденсатори.

## ВИСНОВКИ

Мініканальні та мікроканальні теплообмінники мають ряд переваг у порівнянні із звичайними апаратами. Міні-канали використовуються для зменшення внутрішнього об'єму теплообмінника без зниження його продуктивності. Апарати із міні-каналами використовують меншу кількість холодоагенту. Це дає змогу знизити прямий вплив на атмосферу. З усіма цими перевагами мініканальні теплообмінники можна легко використовувати у системах клімат-контролю та у повітряних теплових насосах у якості конденсаторів або випарників.

Аналіз експериментальних досліджень різних авторів під час конденсації у середині мініканалів показав, що існує суттєва розбіжність у значеннях експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі для кожного з холодоагентів у разі практично однакових масових швидкостей потоку і геометричних параметрах мініканалів.

Отримано нову напівемпіричну кореляцію щодо розрахунку локальної та середньої тепловіддачі у разі конденсації під час кільцевого режиму течії фаз у середині горизонтальних і вертикальних труб у вигляді напівемпіричної залежності, яка заснована на теоретичній моделі турбулентної конденсації [91-93] і представлена у вигляді 
$$Nu_f = 0.0144 Fr_l^{0.36} Pr_l^{0.43} \quad (3.25).$$

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі за новою напівемпіричною кореляцією (3.25) свідчить, що комплексна модель, яка заснована на теоретичній моделі турбулентної конденсації, покращує опис експериментальних даних багатьох авторів у разі конденсації різних холодоагентів у середині мініканалів за умови, якщо число  $Re_l$  знаходиться у межах  $Re_l = 2 \cdot 10^2 - 10^4$ .

За допомогою програмного забезпечення SolidWorks було проведене комп'ютерне моделювання роботи трубчато-пластинчатого теплообмінника. Отримані такі результати: втрати тиску ТОА з хвильовим оребренням лише на 18 Па більші від втрат тиску ТОА з плоским ребрами, при цьому площа зросла на 10%.

Порівняння теоретичних розрахунків із експериментальними даними, показало, що модель конденсації, яка розроблена у даній дисертації підходить для розрахунку та проектування компактних теплообмінників, що працюють як конденсатори. Похибка розрахунку при цьому становить 10%.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. He, S. et al. Heat and mass transfer performance of wet air flowing around circular and elliptic tube in plate fin heat exchangers for air cooling. *Heat Mass Transfer* 55, 3661–3673 (2019). <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02683-1>.
2. Rifert V.G. et al., 2018. Substantiation and the range of application of a new method for heat transfer prediction in condensing inside plain tubes. *Energetika: Scientific Journal of the Lithuanian Academy of Sciences* 64 (3), P. 146–154.
3. Matkovic M., Cavallini A., Del Col D., Rossetto L., 2009. Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel. *Int. Journal Heat Mass Transfer* 52, P. 2311 – 2323.
4. Bohdal T., Charun, H., Sikora M., 2016. Heat transfer during condensation of refrigerants in tubular minichannels. *Archives of Thermodynamics*, – № 4. P. 3 – 18.
5. Sakamatapan K., Kaew-On J., Dalkilic A. S., Mahian O., Wongwises S., 2013. Condensation heat transfer characteristics of R-134a flowing inside themultiport minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 64. – P. 976–985.
6. Bandhauer T.M., Agarwal A., Garimella S. V., 2006. Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer Coefficients in Circular Microchannels. *J. of Heat Transfer* 128, P. 1050 – 1059.
7. Kandlikar, S.G., 2002. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26, 389–407.
8. Thome, J.R., 2004. Boiling in microchannels: a review of experiment and theory. *Int. J. Heat Fluid Flow* 25, 128–139.
9. Pettersen, J., Hafner, A., Skaugen, G., 1998. Development of compact heat exchangers for CO2 air-conditioning systems. *Int. J. Refrigeration* 21, 180–193.
10. Richter, M.R., Song, S.M., Yin, J.M., Kim, M.H., Bullard, C.W., Hrnjak, P.S., 2003. Experimental results of transcritical CO2 heat pump for residential application. *Energy* 28, 1005–1019.
11. Elbel, S., Hrnjak, P.S., 2004. Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators. *Int. J. Refrigeration* 27, 724–735.
12. Cheng, L., Mewes, D., 2006. Review of two-phase flow and flow boiling of mixtures in small and mini channels. *Int. J. Multiphase Flow* 32, 183–207.
13. Kandlikar, S.G., Grande, W.J., 2003. Evolution of microchannel flow passages thermohydraulic performance and fabrication technology. *Heat Transfer Eng.* 24 (1), 3–17.

14. Mehendail, S.S., Jacobi, A.M., Shah, R.K., 2000. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application in heat exchanger design. *Appl. Mech. Rev.* 53 (7), 105–116.
15. Kim, S., Mudawar, I., 2013. Universal approach to predicting heat transfer coefficient for condensing mini/micro-channel flow. *Int. J. Heat Mass Transf.* 56 (1–2), 238–250.
16. Cheng, P., Wu, H.Y., 2006. Mesoscale and microscale phasechange heat transfer. *Adv. Heat Transfer* 39, 461–563.
17. S. Senaye, M. Dehghandokht, herThermal Modeling of Mini-Channel and Laminated Types Evaporator in Mobile Air Conditioning System, *International journal of automotive engineering*, volume 2, number 2, april 2012
18. Shambhu Prasad Shukla, Dr. D. B. Zodpe, erPerformance comparison of microchannel heat exchanger with fin and tub heat exchanger for split air conditioner, *International creative research thought*, volume 1 (2013), ISSN-2320-2882
19. Raviwat Srisomba, Lazarus Godson Asirvatham, Omid Mahian, Ahmet Selim Dalkılıç, Mohamed M. Awad, Somchai Wongwises, —Air-side performance of a micro-channel heat exchanger in wet surface conditions
20. Kandlikar, Satish G. (2007) 'A Roadmap for Implementing Minichannels in Refrigeration and Air Conditioning Systems — Current Status and Future Directions', *Heat Transfer Engineering*, 28: 12, 973 - 985
21. Thanhtrung Dang and Minhchung Doan, ExperAn Experimental Investigation on Condensation Heat Transfer of Microchannel Heat Exchangers, *International Journal of Computational Engineering Research*, Vol, 03, Issue-12.
22. Del Col, David; Rossato, Marco; Bernardinello, Stefano; and Zaramella, Luca, “Innovative Minichannel Condensers and Evaporators for Air Conditioning Equipment” (2014). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 1527.
23. O. Secretariat, The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, United Nations Environment Programme, Nairobi, Kenya, 2000.
24. M. Mohanraj, S. Jayaraj, C. Muraleedharan, Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants—a review, *Int. J. Greenhouse Gas Control* 3 (1) (2009) 108–119.
25. B. Dai, M. Li, Y. Ma, Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery, *Energy* 64 (2014) 942–952.

26. A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, Á. Barragán-Cervera, et al., Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems, *Int. J. Refrig.* 52 (2015) 21–31.
27. Vu P. Q., Choi K.-I., Oh J.-T., Cho H. Condensation heat transfer using R410A in multiport minichannel tubes, *Proceedings of the Asian Conference on Thermal Sciences*. 1st ASTC March 26-30. 2017. P. 1-6.
28. Matkovic M., Del Col D., Cavallini A., Rossetto L. Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2009. №52(9-10). P. 2311-2323
29. Del Col D., Azzolin M., Bortolato M., Bortolin S. Effect of inclination during condensation inside a square cross section minichannel. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2014. №78. P. 760-777.
30. Bortolin S., Del col D., Da Riva E. Condensation in a Square Minichannel: Application of the VOF Method. *Heat Transfer Engineering*. №35(2) (2014), P. 193-203.
31. Kim M. H., Shin J. S., Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes. *Int. J. Refrig.* 2005. №28. P. 949-957.
32. Park K. J., Young L.K., Jung D. Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22, R410A and Propane in Aluminum Multi-Channel Tube, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*. 2005. №7(17). P. 649-658.
33. Zhang H.-Y., Li J.-M., Liu N., Wang B.-X. Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. №55. P. 3522-3532.
34. Wang W. W., Christensen R. N., Radcliff T. D. A condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition. *Exp. Thermal Fluid Sci.* 2002. №26(5). P. 473-485.
35. Yan Y. Y., Lin T. F., Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in aluminum multi-channel tubes with and without micro-fins, *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1999. №42(4). P. 697-708.
36. Akers W.W., Deans H.A., Crosser O.K. Condensing heat transfer within horizontal tube. *Chemical Engineering Progress Symposium* 1959. № 29(55). P. 171 – 176.
37. Cavallini A., Doretti L., Del Col D., Matkovic M. Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger design. *Heat Transfer Eng.* 2008. №27(8). P. 31 – 38.

38. Del Col D., Bortolin S., Bortolato M., Rossetto L. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop with Propane in a Minichannel. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2012. 2572. P. 1 – 8.
39. Cavallini A., Matkovic M., Del Col D., Rossetto L. al., Frictional pressure drop during vapor-liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation, *Int. J. Heat Fluid Flow*. 2009. №30(1). P. 131-139.
40. Zhang, M. H. A New Equivalent Reynolds Number Model for Vapor Shear-Controlled Condensation Inside Smooth and Micro-Fin Tubes, Ph.D. Thesis, Perm State University, University Park, PA. 1997.
41. Zhang H.-Y. Study on condensation heat transfer of refrigerant mixtures in horizontal micro-tubes. Ph.D Dissertation, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing, China. 2009.
42. Liu N., Sun J., Li J.-M., Wang H. S. Heat transfer and pressure drop during condensation of R152a in circular and square microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2013. №47 (2013). P. 60-67.
43. Zhang H, Li J, Wang B. Experimental investigation on condensation heat transfer of R22 and R410a in microtubes. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2008. №44(3) P.70-74.
44. Cavallini A., Del Col D., Bortolin S., Matkovic M. Condensation heat transfer and pressure losses of high and low pressure refrigerants flowing in a single circular minichannels. *Heat Transfer Engineering*. 2011. №32 (2). P. 90 – 98.
45. Bandhauer T.M., Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer Coefficients in Circular Microchannels, *J. of Heat Tran. T. ASME*. 2006. №128(10). P. 1050-1059.
46. Wang H. S., Rose J. W. Theory of heat transfer during condensation in microchannels. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2011. №54. P. 2525-2534.
47. Lopez-Belchi A., Garcia-Cascales J. R., Illan F., Vera-Garcia F. R32 Heat Transfer Coefficient During Condensation In A Mini-Channel Multiport Tube. 15<sup>th</sup> International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. 2014. 2488. P. 1-10.
48. Webb R. L. Prediction of condensation and evaporation in micro-fin and micro-channel tubes, *Heat transfer enhancement of heat exchangers*. Netherlands: Kluwer Academic Publishers. 1998. P. 529-550.
49. Zhang M., Webb R. L. Oct. 2001. Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes. *Exp. Therm. Fluid Sci*. №25(3-4). P. 131-139.

50. Shah M. M. Heat transfer during condensation inside small channels: applicability of general correlation for macrochannels. Proc. 14th International Heat Transfer Conference, Washington, DC, USA. 2010. P. 298-303.
51. Bohdal T., Sikora M., Charum H. Heat transfer during condensation of refrigerants in tubular minichannels. Archives of Thermodynamics. 2012. №33(2). P. 3- 22.
52. . Mikielwicz J., Mikielwicz D. A common method for calculation of flow boiling and flow condensation heat transfer coefficient in minichannels with account of nonadiabatic effects. Heat Transfer Eng. 2011. №32. P. 1173–1181.
53. Derby M., Lee H. J., Peles Y., Jensen M.k. Condensation heat transfer in square, triangular, and semi-circular mini-channels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2012. №55(1 3). P. 187-197.
54. Agarwal A., Garimella S., Bandhauer T. D. Heat transfer model for condensation in non-circular microchannels. Proceedings of the Fifth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Puebla, Mexico. 2007. P. 117–126.
55. Soliman H. M., The mist-annular transition during condensation and its influence on the heat transfer mechanism. Int. J. Multiphase Flow. 1986. №12(2). P. 277–288.
56. Shah, M. M. An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer during Condensation in Plain Tubes. ASHRAE Transactions. 2009. №15(5), P. 889–913.
57. Cavallini A., Col D. D., Doretti L., Matkovic M., Rossetto L. and Zilio C. Condensation in horizontalsmooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. Heat Transfer Engineering. 2006. №27(8). P. 31–38.
58. Nusselt W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Zeitschrift VDI. 1916. №60. P. 541–546, 568–575.
59. Traviss D. P., Rohsenow W. M., Baron A. B. Forced-convection condensation in tubes: a heat transfer equation for condenser design. ASHRAE Transactions. 1973. №79. P. 157-165.
60. Bae S., Maulbetsch J. S., Rohsenow W. M. Refrigerant forced-convection condensation inside horizontal tubes. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1968. 79 p.
61. Bae S., Maulbetsch J. S., Rohsenow W. M. Refrigerant forced-convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-64. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1969. P. 120.
62. Dukler A.E. Fluid mechanics and heat transfer in falling film system. Chem. Eng. Progress Symposium Series. 1960. № 56(30). P. 1–10.

63. Cavallini A., Censi G., Del Col D., Doretti L., Longo G. A., Rossetto L. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube.
64. International Journal of Refrigeration. 2001. №24(1). P. 73–87. 77. Kosky P. G., Staub F. W. Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime. AIChE Journal. 1971. №17(5). P. 1037–1043.
65. Rifert V.G., Sereda V.V., Barabash P.O., Gorin V.V. Condensation inside smooth horizontal tubes. Part 2. Improvement of heat exchange prediction. Scientific journal «Thermal Science». 2017. №3 (21). P. 1479–1489.
66. Риферт В.Г., Барабаш П.А., Горин В.В., Середа В.В. Теплообмен при конденсации внутри горизонтальных гладких труб. Совершенствование метода расчета теплообмена. Холодильна техніка та технологія. 2015. №6(51). С. 26–34.
67. Ananiev E. P., Boyko L. D., Kruzhilin G. N. Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube. Intern. Developments in Heat Transfer. 1961. №2. P. 290–95.
68. Rifert V., Gorin V., Sereda V., Treputnev V. An improved heat transfer prediction model for film condensation inside a tube with interfacial shear effect. World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 2017, Vol. 11, No. 8, p. 1376-1385.
69. Бойко Л.Д. Исследование теплоотдачи при конденсации пара внутри трубы: в Теплообмен в элементах энергетических установок. Москва, Наука. 1966. С. 197–212.
70. Shah M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. International Journal of heat and mass transfer. 1979. №22(4). P. 547–556.
71. Thome J. R., Hajal J., Cavallini A. Condensation in horizontal tubes. Part 2: New heat transfer model based on flow regimes. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003. №46(18). P. 3365–3387.
72. Dalkilic A.S., Aktas M., Acikgoz O., Wongwises S. A review of recent empirical correlations for the calculation of determination of R134a's convective heat transfer coefficient in vertical condensers. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 69. P. 41–50.
73. Бойко Л.Д. Исследование теплоотдачи при конденсации пара внутри трубы: в Теплообмен в элементах энергетических установок. Москва, Наука. 1966. С. 197–212.



74. Cavallini A., Censi G., Del Col D., Doretti L., Longo G. A., Rossetto L. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*. 2001. №24(1). P. 73–87.
75. Ghim G., Lee J. Experimental evaluation of the in-tube condensation heat transfer of pure n-pentane/R245fa and their non-azeotropic mixture as an ORC working fluid. *Thermal Engineering*. 2016. №106. P. 753-761.
76. Park K. J., Jung D., Seo T. Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube. *Journal of Multiphase Flow*. 2008. №34(7). P. 628–635.
77. Kim Y. J., Jang J., Hrnjak P. S., Kim M. S. Condensation heat transfer of carbon dioxide inside horizontal smooth and microfin tubes at low temperature. *Journal of Heat Transfer of ASME*. 2009. №131(2). P. 021501.
78. M. Macdonald. Condensation of pure hydrocarbons and zeotropic mixtures in smooth horizontal tubes. Doctoral dissertation, Georgia Institute of Technology, 2015. 284 p.
79. Шалбаев К.К., Исаченко В.П., Саломзода Ф. Теплоотдача при пленочной конденсации на внешней поверхности труб, омываемых нисходящим потоком пара. *Теплоэнергетика*. 1982. № 12, С. 63-66.
80. Боришанский В. М., Волков Д. И., Иващенко Н. И., Кректунов О. П., Борков А. П., Макарова Г. А., Алексеев. Теплоотдача при конденсации пара внутри вертикальных труб и змеевиков. *Тр. ЦКТИ*. 1975. Вып. 131. С. 122–138.
81. Трепутнев В.В. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при конденсации водяного пара в гладких и профилированных трубах. Дис... канд. техн. наук, Москва: Гос. иссл. энерг. ин-т им. Г. М. Кржижановского. 1979.
82. Горин В.В., 2016. Совершенствование методов расчета теплообмена при конденсации внутри горизонтальных гладких труб. *Вісник Інженерної академії України* № 2. С. 196 – 199.
83. Zhuang X R, Chen G F, Zou X, Song Q. L., Gong M. Q.. Experimental investigation on flow condensation of methane in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*. 2017. №78. P. 193–214.
84. Kang P. , Heo J., Yun R. Condensation heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub> in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*. 2013. Vol. 36. No. 3. P. 1090–1097.
85. Lee H., Mudavar I., Hasan M. Flow condensation in horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, Vol. 66, No. 1, p. 31–45.

86. Rifert V.G. et. al., 2018. Restoration of correctness and improvement of a model for film condensation inside. Bulgarian Chemical Communications: Journal of the Chemical Institutes of the Bulgarian Academy of Sciences and of the Union of Chemists in Bulgari 50, P. 58-69.
87. Риферт В.Г., и др., 2019. Совершенствование метода расчета теплообмена при конденсации внутри труб при наличии влияния межфазного трения. Инженерно – физический журнал: Научный журнал Института тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси. -. - Т. 92. - № 3. - С. 823-831.
88. Rifert V.G., Gorin, V.V., Sereda, V.V., Treputnev V. V., 2019. Improving Methods to Calculate Heat Transfer During the Condensation Inside Tubes. Journal of Engineering Physics and Thermophysics 92, P. 797 – 804.
89. Горин В.В., 2016. Совершенствование методов расчета теплообмена при конденсации внутри горизонтальных гладких труб. Вісник Інженерної академії України. - - № 2. - С. 196 - 199.
90. Bortolato M. Two-phase heat transfer inside minichannels: fundamentals and applications in refrigeration and solar technology. / M. Bortolato // Ph. D. – 2014. – P. 182.
91. Riva E. The Importance of T urbulence during Condensation in a H orizontal Circular Minichannel. / E. Da Riva, D. Del Col, S. V. Garimella, A. Cavallini // CTRC Research Publications. - 2011. Paper 172. – P. 1 – 36.
92. Li M. Research on condensation heat transfer characteristics of R447A, R1234ze, R134a and R32 in multi-port micro-channel tubes. / M. Li, Q. Guo, J. Lv // 12<sup>th</sup> IEA Heat Pump Conference. – 2017. – 1 – 8.
93. Bhuiyan, A.A., Sadrul Islam, A.K.M., (2016) “Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment.” International Journal of Heat and Mass Transfer 101: 38–59
94. Wang C.C., (2000) “Recent progress on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers.” International Journal of Heat Exchangers, 1(1):49–76
95. C. Davenport, Heat transfer and flow friction characteristics of louvred heat exchanger surfaces, in: ICHMT DIGITAL LIBRARY ONLINE, vol. 19, 1983.
96. A. Achaichia, T. Cowell, Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces, Exp. Therm. Fluid Sci. 1 (2) (1988) 147–157.
97. R. Shah, Perforated heat exchanger surfaces, Part 2—Heat transfer and flow friction characteristics, ASME Paper 75 (1975).
98. W.M. Kays, A.L. London, Compact Heat Exchangers, 1984.

99. Coleman, J.W., Garimella, S., 2003. Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a. *International Journal of Refrigeration* 26,117–128.

## ДОДАТОК А

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного  
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського

\_\_\_\_\_  
Євген ПИСЬМЕННИЙ  
02 лютого 2021 р.

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор  
ДП «БТС-ІНЖИНІРИНГ»  
ТОВ «БІОТЕХСОЮЗ»

\_\_\_\_\_  
Андрій ГОЧ  
02 лютого 2021 р.

## ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на науково-дослідну роботу

**«Підвищення ефективності компактних теплообмінників із оребреними  
трубками»**

**1. Термін виконання роботи**

Початок – 02.02. 2021 р.

Закінчення – 10.05. 2021 р.

**2. Обґрунтування для виконання роботи**

Підвищений попит на енергію у побутових цілях вимагає розробки інноваційних інженерних рішень у системах опалення, вентиляції та кондиціювання повітря (HVAC). Оскільки найбільшим енергоємним сектором є побутові будівлі, в даний час більше уваги спрямовано на зменшення споживання енергії кондиціонерами та повітряними тепловими насосами. Зменшення споживання енергії дозволяє скоротити витрати вичерпного палива та розв'язати цілу низку екологічних проблем. На використання енергії суттєво впливає будь-яке підвищення продуктивності теплообміну та зменшення перепаду тиску в теплообмінних апаратах HVAC систем. Більш енергоефективні теплообмінники можуть допомогти підвищити ефективність використання енергії та зменшити викиди парникових газів.

**3. Мета роботи**

Підвищення ефективності компактних конденсаторів шляхом пошуку оптимальних (найбільш точних) методів розрахунку тепловіддачі зі сторони холодоагенту, який конденсується у середині мініканалів та удосконалення конструкції теплообмінника з метою збільшення тепловіддачі зі сторони повітря та зменшення аеродинамічних втрат.

**4. Зміст основних етапів виконання роботи:**

- 1) Особливості конструкції та використання компактних теплообмінників. Напрямки підвищення теплової та екологічної ефективності компактних теплообмінників;
- 3) Аналіз теплообміну під час конденсації холодоагентів у мініканалах;
- 4) Напівемпірична модель розрахунку теплообміну під час конденсації у мініканалах;
- 5) Дослідження роботи теплообмінника за допомогою SolidWorks;
- 6) Порівняння отриманих результатів із експериментальними даними. Аналіз отриманих результатів.

## **5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи**

- 5.1. Магістерська дисертація.
- 5.2. Презентація.
- 5.3. Довідка про впровадження результатів.

## **6. Порядок розгляду і приймання роботи**

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» освітньо-наукової програми «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

### **Керівник роботи**

доцент каф. ТПТ ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського  
91мн\_\_\_\_,

Сікорського

\_\_\_\_ Володимир СЕРЕДА  
«02» лютого 2021 р.

### **Виконавець**

Студент гр. ТП-  
ТЕФ, КПІ ім. Ігоря

\_\_\_\_ Назар ШВЕЦЬ »  
«02» лютого 2021 р..

**ДОДАТОК Б****ЗАТВЕРДЖУЮ**

Директор  
ДП «БТС-ІНЖИНІРИНГ»  
ТОВ «БІОТЕХСОЮЗ»

\_\_\_\_\_ Андрій ГОЧ

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

результатів магістерської дисертації студента другого (магістерського) рівня вищої освіти ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

**Швеця Назара Олеговича**

Магістерська дисертація студента КПІ ім. Ігоря Сікорського Швеця Н.О. за темою **«Підвищення ефективності компактних теплообмінників із оребреними трубками»** виконана на високому науковому рівні та викликає практичний інтерес. Результати дисертації повністю відповідають Технічному завданню та використані під час проектування HVAC-систем та повітряних теплових насосів з метою підвищення теплової та екологічної ефективності теплообмінного обладнання.

**ДОДАТОК В**  
**Форма № 3.3**

**СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Швець Назарій Олегович**

прізвище, ім'я, по-батькові

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друківані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер дипломного винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Аналіз методів розрахунку теплообміну під час конденсації в мініканалах	Друк.	Матеріали XVII-й міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики", Київ, 21 - 24 квітня 2020 р., у 2 т.-Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2020.- Т.1,- С.224	1 стор.	Середа В.В
2	Ексергетична ефективність енергетичних котлів	Друк	Матеріали XVII-й міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики", Київ, 21 - 24 квітня 2020 р., у 2 т.-Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2020.- Т.1,- С.224	1 стор.	Куделя П.П

1	2	3	4	5	6
3	Розрахунок тепловіддачі під час конденсації у мініканалах	Друк	Матеріали XIX міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т. : Матеріали XIX Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ., м. Київ, 20–23 квіт. 2021 р. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2021. – Т. 1. – 334 с. "	1 стор.	Середа В.В
4	Режими течії двофазного потоку в горизонтальних трубках компактних теплообмінних апаратах	Подано до друку	Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. Том 32 (71) №3, 2021.	17	Лю Ян, Середа В.В.

Автор

Назарій ШВЕЦЬ



## ДОДАТОК Г

## Перевірка магістерської дисертації на академічний плагіат



Ім'я користувача:  
Боженко Михайло Федорович

Дата перевірки:  
13.05.2021 19:23:22 EEST

Дата звіту:  
13.05.2021 19:24:19 EEST

ID перевірки:  
1007854589

Тип перевірки:  
Doc vs Internet + Library

ID користувача:  
100005082

Назва документа: Shvets\_magistr

Кількість сторінок: 79 Кількість слів: 13879 Кількість символів: 97416 Розмір файлу: 3.58 MB ID файлу: 1007949779

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

**10.5%**  
**Схожість**

Найбільша схожість: 5.16% з Інтернет-джерелом (<https://journals.onaft.edu.ua/index.php/reftech/article/download/848..>)

8.7% Джерела з Інтернету

37

Сторінка 81

2.4% Джерела з Бібліотеки

8

Сторінка 81

**0% Цитат**

Вилучення цитат вимкнено

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнено

**0.01%**  
**Вилучень**

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0.01% Вилучення з Інтернету

6

Сторінка 82

0.01% Вилученого тексту з Бібліотеки

86

Сторінка 82

**Модифікації**

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

72

Підозріле форматування

24  
сторінки